

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»
УДК 697.4:621.577

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Генадій ВАРЛАМОВ
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ _____ ” _____ 2020 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: Ефективність теплонасосних систем повітряного опалення і вентиляції з різними засобами утилізації вентиляційних викидів

Виконала: студентка II курсу, групи ТП – 81 мн
Опанасюк Ірина Юріївна

(прізвище, ім'я, по батькові)

(підпис)

Науковий керівник проф., д. т. н. Михайло БЕЗРОДНИЙ

(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

(підпис)

Консультант з мат. моделювання к.т.н.доц. Андрій СОЛОМАХА

(назва розділу)

(науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

(підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2020 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

ОНП «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Геннадій ВАРЛАМОВ
(підпис) (ім'я, прізвище)

« ____ » _____ 2020 р.

**ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Опанасюк Ірині Юріївні**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації Ефективність теплонасосних систем повітряного опалення і вентиляції з різними засобами утилізації вентиляційних викидів
науковий керівник дисертації Безродний Михайло Костянтинович, проф., д.т.н.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від «16» березня 2020 р. №863-с

2. Термін подання студентом дисертації 15.05.2020 р.

3. Об'єкт дослідження Теплопостачання громадських приміщень з використанням комбінованої повітряної теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рециркуляцією та рекуператором теплоти вентиляційного повітря

4. Предмет дослідження Аналіз термодинамічної ефективності повітряної теплонасосної системи теплопостачання з різними засобами утилізації теплоти вентиляційного повітря : рекуператор теплоти, рециркуляція вентиляційного повітря

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Дослідження умов експлуатації та енергетичної ефективності повітряних теплових насосів в кліматичних умовах України з застосуванням додаткових заходів удосконалення системи, як використання рекуператора та рециркуляції повітря. Визначення впливу температури зовнішнього повітря, типу будівлі і параметрів теплоутилізаційних пристроїв відпрацьованого повітря на ефективність роботи комбінованої теплонасосної системи

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Схема принципових повітряної теплонасосної установки з різними засобами утилізації теплоти. Графіки порівняння різних режимів роботи системи. Графіки зміни параметрів системи в залежності від температури зовнішнього повітря, типу будівлі і параметрів теплоутилізаційних пристроїв відпрацьованого повітря

7. Орієнтовний перелік публікацій Дві статті у фахових наукових журналах; тези доповідей на міжнародних науково-практичних конференціях

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
мат. моделювання	Андрій СОЛОМАХА, доцент		

9. Дата видачі завдання 08.03.2020

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Літературний огляд	20.03.20 р.	
2	Оцінка термодинамічної ефективності комбінованої теплонасосної системи опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря	10.04.20 р.	
3	Порівняльний аналіз різних режимів роботи теплонасосної системи	17.04.20 р.	
4	Застосування теплонасосної системи нав обраному об'єкті.	24.04.20 р.	
5	Порівняння результатів розрахунків для традиційної системи та для системи з використанням теплонасосної схеми з рекуператором і рециркуляцією.	30.04.20 р.	
6	Розробка стартап – проєкту	04.05.20 р.	
7	Оформлення та подання дисертації	15.05.20 р.	

Студент

(підпис)

Ірина ОПАНАСЮК

(ім'я, прізвище)

Науковий керівник дисертації

(підпис)

Михайло БЕЗРОДНИЙ

(ім'я, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на тему «Ефективність теплонасосних систем повітряного опалення і вентиляції з різними засобами утилізації теплоти вентиляційних викидів.»: 103 с., 39 рис., 21 табл., 3 додатки, 35 джерела.

Об'єкт дослідження – теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря.

Мета роботи – знаходження умов максимального підвищення енергетичної ефективності роботи теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції будівель шляхом комбінації теплового насоса та засобів раціонального використання теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря, враховуючи вплив умов навколишнього середовища та особливостей об'єкту теплопостачання.

Наведені результати літературного пошуку передумов впровадження повітряних теплових насосів, а також шляхи підвищення їх енергоефективності в світі та в Україні. Розроблено комбіновану теплонасосну систему повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря та проведено термодинамічний аналіз ефективності з урахуванням характеристик об'єкту та умов навколишнього середовища. На підставі аналітичного аналізу системи було отримано комплекс рівнянь, які описують термодинамічний стан теплонасосної системи, та питомі затрати зовнішньої енергії на опалення і вентиляцію. Представлені графіки зміни параметрів системи в залежності від температури зовнішнього повітря, типу будівлі і параметрів теплоутилізаційних пристроїв відпрацьованого повітря.

Проведено розрахунок теплопостачання реального об'єкта. Проаналізовано ефективність використання запропонованої системи. Проведено порівняння традиційної системи опалення з запропонованою та визначено грошову економію. На основі проведених досліджень було опубліковано 2 статті в наукових журналах.

Розроблено стартап-проект на основі запропонованих рішень для підвищення ефективності теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції, проаналізовано термін окупності даної системи. Проведено моделювання комбінованої теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції для обраного об'єкту з використанням таких програм, як 3dMax, SolidWorks. За допомогою SolidWorks проведено дослідження температурного режиму в приміщенні.

Ключові слова: тепловий насос; рекуператор; рециркуляція; опалення; вентиляція; вентиляційне повітря.

ANNOTATION

Master's thesis on the topic " Efficiency of heat pump systems for hot - air heating and ventilation with different means of utilization of ventilation exhausts": 103 p., 39 fig., 21 tables, 3 annexes, 35 sources.

The object of study – heat pump system for air heating and ventilation with heat recovery and exhaust air recirculation.

The purpose of the work – find the conditions for maximizing the energy efficiency of heat pump systems of air heating and ventilation of buildings by a combination of heat pump and means of rational utilization of heat of exhaust ventilated air, taking into account the influence of environmental conditions and features of the heat supply facility.

The results of the literary search of the preconditions for the introduction of air heat pumps are presented as well as ways of increasing their energy efficiency in the world and in Ukraine. A combined heat pump system for air heating and ventilation with heat recuperator and exhaust air recirculation has been developed and thermodynamic efficiency analysis has been carried out, taking into account the characteristics of the facility and environmental conditions. On the basis of the analytical analysis of the system, a complex of equations was obtained that describes the thermodynamic state of the heat pump system and the specific costs of external energy for heating and ventilation. The graphs of changes of system parameters depending on the temperature of the outside air, the type of building and the parameters of waste heat recovery devices are presented.

The heat supply of a real object has been calculated. The efficiency of using the proposed system is analyzed. The comparison of the traditional heating system with the proposed one and determined the monetary savings. Based on the research, 2 articles have been published in scientific journals.

A startup project has been developed based on the proposed solutions for improving the efficiency of heat pump systems of air heating and ventilation, the payback period of this system has been analyzed. The simulation of combined heat pump and air ventilation system for the selected object is performed using programs such as 3dMax, SolidWorks. SolidWorks conducted a study of the indoor temperature.

Keywords: heat pump; recuperator; recirculation; heating; ventilation; ventilation air.

АНОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на тему «Эффективность теплонасосных систем воздушного отопления и вентиляции с различными средствами утилизации теплоты вентиляционных выбросов»: 103 с., 39 рис., 21 табл., 3 приложения, 35 источника.

Объект исследования - теплонасосная система воздушного отопления и вентиляции с рекуператором теплоты и рециркуляцией отработанного воздуха.

Цель работы - нахождение условий максимального повышения энергетической эффективности работы теплонасосных систем воздушного отопления и вентиляции зданий путем комбинации теплового насоса и средств рационального использования теплоты отработанного вентиляционного воздуха, учитывая влияние условий окружающей среды и особенностей объекта теплоснабжения.

Приведенные результаты литературного поиска предпосылок внедрения воздушных тепловых насосов также пути повышения их энергоэффективности в мире и в Украине. Разработано комбинированную теплонасосную систему воздушного отопления и вентиляции с рекуператором теплоты и рециркуляцией отработанного воздуха и проведения термодинамический анализ эффективности с учетом характеристик объекта и условий окружающей среды. На основании аналитического анализа системы было получено комплекс уравнений, описывающих термодинамическое состояние теплонасосной системы, и удельные затраты внешней энергии на отопление и вентиляцию. Представлены графики изменения параметров системы в зависимости от температуры наружного воздуха, типа здания и параметров теплоутилизационных устройств отработанного воздуха.

Проведен расчет теплоснабжения реального объекта. Проанализирована эффективность использования предложенной системы. Проведено сравнение традиционной системы отопления предложенной и определены денежную экономию. На основе проведенных исследований были опубликованы 2 статьи в научных журналах.

Разработан стартап-проект на основе предложенных решений для повышения эффективности теплонасосных систем воздушного отопления и вентиляции, проанализированы срок окупаемости данной системы. Проведено моделирование комбинированной теплонасосной системы воздушного отопления и вентиляции для выбранного объекта с использованием таких программ, как 3dMax, SolidWorks. С помощью SolidWorks проведено исследование температурного режима в помещении.

Ключевые слова: тепловой насос; рекуператор; рециркуляция; отопления; вентиляция; вентиляционный воздух

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, скорочень, термінів.....	8
Вступ.....	10
1 Актуальність впровадження повітряних теплових насосів для опалення та вентиляції в світі та Україні.....	12
1.1 Оцінка нинішнього стану використання теплонасосних систем у світі.....	12
1.2 Основні передумови використання теплових насосів в Україні.....	16
1.3 Оцінка використання низькопотенційних джерел теплоти в теплонасосних системах.....	18
1.4 Впровадження та розвиток повітряних теплонасосних систем в Україні.....	21
1.5 Аналіз основних наукових досліджень теплонасосних систем.....	25
1.6 Висновки до розділу 1 та основні задачі дослідження.....	29
2 Оцінка термодинамічної ефективності комбінованої теплонасосної системи опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря.....	31
2.1 Опис теплонасосно-рекуператорної схеми повітряного опалення та вентиляції з рециркуляцією та розміщенням камери змішування перед конденсатором ТН.....	32
2.2 Аналітичний та розрахунковий аналіз теплонасосно-рекуператорної схеми повітряного опалення та вентиляції.....	33
2.3 Термодинамічна ефективність комбінованої теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря з врахуванням характеристик повітря та типу будівлі.....	45
2.3 Висновки до розділу 2.....	54
3 Приклад теплопостачання реального об'єкта із застосуванням комбінованої теплонасосної системи опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря.....	55
3.1 Характеристика об'єкта теплопостачання.....	55
3.2 Розрахунок теплових втрат приміщень та визначення класу енергоефективності будівлі.....	56
3.3 Порівняння результатів розрахунків для традиційної системи та для системи з використанням теплонасосної схеми з рекуператором і рециркуляцією. Визначення економії.....	66
3.4 Вибір моделі теплового насоса.....	69

3.5	Висновки до розділу 3.....	71
4	Дослідження теплонасосної системи опалення та вентиляції в спортивному залі за допомогою SolidWorks та 3dsMax.....	72
4.1	Експеримент 1: використання теплонасосною системи з трьома патрубками підведення та відведення повітря.....	74
4.2	Експеримент 2: використання попередньо заданих умов та доповнення чотирма повітряними електронагрівачами.....	75
4.3	Експеримент 3: використання попередньо заданих умов та доповнення шістьма вентиляторами.....	77
4.4	Висновки до розділу 4.....	79
5	Розробка стартап – проєкту.....	80
5.1	Резюме проєкту.....	80
5.2	Канва моделі стартап-проєкту.....	81
5.3	Організація проєкту.....	82
5.4	Ключові види діяльності проєкту.....	82
5.5	Ціннісні пропозиції та споживачі.....	84
5.6	Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту.....	87
5.7	Обґрунтування ресурсів та витрат проєкту.....	88
5.8	План робіт та партнери стартап-проєкту.....	89
5.9	Грошовий потік та економічна оцінка стартап проєкту.....	90
5.10	Висновки до розділу 5.....	93
	Висновки.....	94
	Список використаної літератури.....	96
	Додатки	
	Додаток А	
	Технічне завдання на науково-дослідну роботу.....	99
	Додаток Б	
	Акт впровадження результатів магістерської дисертації.....	100
	Додаток В	
	Список наукових праць і творчих досягнень.....	101
	Додаток Г	
	Результати перевірки на плагіат.....	103

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

h – ентальпія;

G – масова витрата;

t, T – температура;

G – масова витрата;

K – коефіцієнт рециркуляції, відносна частка повітря, кратність струму;

φ – коефіцієнт трансформації теплового насосу;

Q – тепловий потік, теплове навантаження, тепла потужність;

L – електрична потужність, відстань;

ε – холодильний коефіцієнт;

c – теплоємність;

ρ – густина;

F, S – площа;

V – об'ємна витрата повітря;

m – масова витрата;

a – довжина;

b – ширина;

c – висота;

N – кількість.

Індекси

Нижні:

заг – загальний;

в, вип – випарник;

к, кон – конденсатор;

кз – камера змішування;

відх – відхідний;

рец – рециркуляція;

вод – вода;

пов – повітря;

cx – схема;

p – рециркуляційний;

o – дійсний;

n – приміщення;

Верхні:

tn – тепловий насос.

Скорочення

ТН – тепловий насос;

ТНС – теплонасосна система;

ТНУ – теплонасосна установка;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КЗ – камера змішування, коротке замикання;

ВСТУП

Нині у світі ми спостерігаємо дефіцит природних енергоресурсів газу, нафти та вугілля. Все більше країн переходять на відновлювані джерела енергії, цей процес відбувається на основі збільшення попиту на природні джерела теплоти і, тим самим, стрімкого зростання в ціні. Ще однією глобальною проблемою, що постала перед людством, є наслідки переробки деяких природних джерел теплоти, таких, наприклад, як вугілля. Катастрофічним результатом антропогенних забруднень атмосфери є зміна кліматичних поясів деяких країн світу, аномальні пожежі та відсутність мінусової температури в холодні пори року.

Щоб зменшити згубний вплив людства на екосистему планети на Всесвітній Конференції ООН із клімату в грудні 2015 р. у Парижі («21st Conference of the Parties», Паризька угода COP21) було прийнято проєкт нової всеосяжної і юридично обов'язкової на період після 2020 р. (завершення кліматичної угоди Кіото) глобальної угоди з клімату (далі – Угода COP21). Зобов'язання країн світу, визначені Угодою COP21, стануть новим стимулом руху світової енергетичної сфери до енергозабезпечення з меншою місткістю вуглецю та вищим рівнем енергоефективності[1].

Для України відновлювальна енергетика має особливе значення, оскільки наша країна є енергодифіцитною державою через те, що за рахунок власних енергоресурсів задоволення потреб споживачів можливе лише на 45%. За таких умов необхідно збільшити використання інноваційно чистих технологій для вирішення проблем як на державному рівні, так і на світовому.

Яскравим прикладом таких технологій є теплові насоси (ТН), які є зручними у використанні, екологічними та універсальними у застосовуванні низькопотенційного джерела теплоти. Низькопотенційним джерелом теплоти може бути атмосферне повітря або вентиляційні викиди. Використання вентиляційного повітря являється одним з основних чинників зниження експлуатаційних витрат на теплову обробку зовнішнього повітря в системах опалення та кондиціювання будівель. Але реалізація простих повітряних теплонасосних установок є недоцільною при певних температурних рівнях навколишнього середовища. Тому використовують ТН в поєднанні з такими способами утилізації теплоти вентиляційних викидів, як рециркуляція частини витяжного повітря та застосуванням рекуперативних теплообмінників-утилізаторів [2-4].

За допомогою теплонасосних установок (ТНУ) ми маємо змогу перетворити енергію низькопотенційних джерел теплоти в енергію більш високого потенціалу для задоволення потреб людини. ТНУ здобули широкого застосування в більшості країн ЄС, Америки, Азії, Австралії. У США дослідженнями і виробництвом теплових насосів займаються понад шістьдесят фірм. У Японії щорічний випуск теплових насосів перевищує 500 тисяч одиниць. У Німеч-

чині щорічно вводиться понад 5 тисяч установок. У Швеції та країнах Скандинавії експлуатуються, в основному, великі теплонасосні установки [5].

В масштабах України використання ТНУ є менш розвинене ніж в зазначених вище країнах світу, тому що впровадження даних систем фінансово досить затратно (при цьому слід відмітити, що впровадження ТНУ в інших країнах світу відбувається при державній підтримці шляхом надання субсидій на покупку ТН). Кількість впроваджених теплонасосних систем характеризується декількома сотнями одиниць, а опалення та вентиляція приміщень з використанням енергії низькотемпературних джерел теплоти поки що для більшості споживачів спостерігається як рідкість і доступно для споживачів з підвищеним рівнем достатку.

Проте з кожним роком відсоток використання ТНУ збільшується через те, що, не зважаючи на коштовність установки, ми досягаємо економії, зменшивши деякі витрати енергії: втрати теплоти при транспортуванні, через огорожувальні конструкції, втрати теплоти низькопотенційних джерел при їх марному викиданні в атмосферу і т. ін.

Для розвитку енергетичної сфери нашої країни необхідна велика кількість спеціалістів для удосконалення технологій опалення та вентиляції приміщень з досягненням нових результатів з ефективності та економії.

1 АКТУАЛЬНІСТЬ ВПРОВАДЖЕННЯ ПОВІТРЯНИХ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ В СВІТІ ТА УКРАЇНІ

1.1 Оцінка нинішнього стану використання теплонасосних систем у світі

Сучасна енергетика нестримно змінюється, виходячи з економічної та екологічної ситуації у світі. Наявність якісної та доступної енергії надзвичайно важливо для споживача, оскільки зростання дефіциту на природні джерела енергії призводить до завищених тарифів, що впливає на рівень життя людини. Щоб виправити цю ситуацію все більше країн збільшують використання відновлювальних джерел енергії та впроваджують сучасні технології для переробки вторинних джерел енергії, використовуючи їх в різних галузях життя людини. Відновлюваними джерелами енергії являються ті джерела, відновлення яких відбувається в природі постійно. Прикладами таких джерел є сонячне випромінення, біомаса, вітер, вода річок та океанів, гейзери тощо. Теплонасосна установка призначена для перетворення теплоти відновлюваних та вторинних низькопотенційних джерел в енергію, яку надалі можливо практично застосувати споживачу. Дане перетворення відбувається за рахунок підведення деякої кількості механічної енергії, яка ззовні підводиться до компресора теплового насоса. В сучасному світі існує велика кількість видів теплових насосів, що відрізняються за принципом роботи (парокомпресійні, абсорбційні, термоелектричні), за типом приводу компресорів (електроприводи, двигуни внутрішнього згоряння, парові або газові турбіни), за джерелом низькопотенційної теплоти, що утилізується, за комбінацією теплоносіїв (вода-вода, повітря-вода, ґрунт-вода) і за іншими ознаками. Широкого застосування здобули саме парокомпресійні теплові насоси. В даній роботі висвітлено використання даного типу теплових насосів.

Проектуванням та реалізацією теплонасосної техніки займаються найбільші підприємства Японії, США, Канади, Китаю, країн ЄС. Розглянемо конкретні приклади на основі статистичних даних певних країн. У Франції на 2018 рік спостерігається двозначне зростання в сегменті теплових насосів. Зафіксовано підвищення продажів теплових насосів типу «повітря-вода» на 16% порівняно з продажами 2017 року. За 2018 рік було продано та реалізовано 96576 систем. Такі показники зумовлені в основному активним збільшенням реконструкцій систем опалення, оскільки будівництво нових будинків зменшилося на 7%. Ринок реконструкцій розвивався швидше, ніж ринок нового будівництва в цьому секторі. Провідні бренди у Франції охоплюють Daikin, Atlantic, De Dietrich, Frisquet, Johnson Controls-Hitachi Air Conditioning, Mitsubishi Electric та Toshiba Carrier.

На рис.1.1 зображено діаграму, яка показує еволюцію Французького ринку теплових насосів від 2012 року по 2018 рік.



Рисунок 1.1 – Статистика продажу теплонасосних систем у Франції на 2018 рік

Згідно науковим виданням продажі теплових насосів у Фінляндії зросли на 21,7% у 2018 році. 76 000 систем, проданих у 2018 році, представляють загальну інвестицію в розмірі €450 млн. (\$508 млн.). У Фінляндії загальний обсяг продажу теплових насосів на сьогодні досяг 900 000 одиниць, що становить щорічний обсяг виробництва 10 ТВт/год., що відповідає 15% від загального показника опалення у житлових та службових будинках Фінляндії. Провідні виробники на фінському ринку: Mitsubishi Electric, Panasonic, Toshiba Carrier, Fujitsu General, Daikin, Gree, Electrolux та інші.

Такі успіхи у впровадженні та реалізації теплових насосів призводять до економії бюджету країни та покращення кліматичної ситуації. Схожі результати було досягнуто в Швеції. З огляду на найвищі – за увесь час реєстрації – зовнішні температури у 2018 році, кондиціонування повітря в Швеції все частіше вважається необхідністю, а в багатьох випадках існуючі системи потребують модернізації, щоб впоратись з дедалі зростаючими температурами. Загалом, кліматичний сектор країни зріс приблизно на 70 % між 2010 та 2018 роками, і очікується, що зростання триватиме із щорічними темпами від 5 до 7 %. У Швеції центральне опалення займає велику частку ринку опалення будівель, що також є поширеним у Данії та Фінляндії. Центральне опалення охоплює 53 % на ринку Швеції, за яким крокують теплові насоси з 22 %. Швеція є країною з найбільшою кількістю встановлених теплових насосів у світі на душу населення, де працюють 1,5 мільйона теплових насосів, і кожен другий сімейний будинок оснащений тепловим насосом того чи іншого типу [6].

На рис.1.2 зображено діаграму, яка показує статистику продажу теплових насосів у Швеції на 2018р

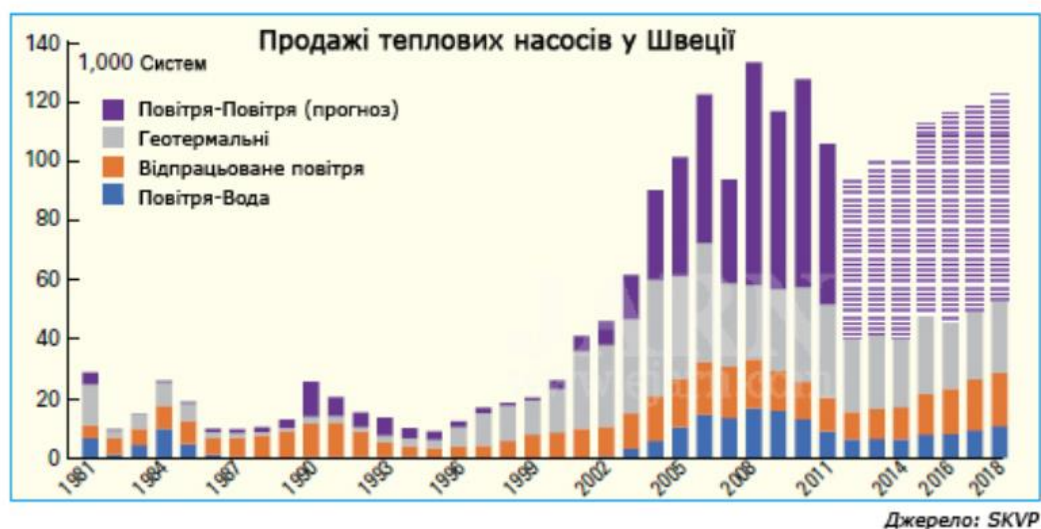


Рисунок 1.2 – Статистика продажу теплових насосів (за типом джерела низькопотенційної теплоти) у Швеції станом на 2018 р.

На «Шостому Європейському Саміті з Теплових Насосів», який відбувся 22-23 жовтня 2018 року, було розглянуто ринки Європи та світу з реалізації ТН, перегляд інноваційних технологій у виробництві компонентів та специфічного використання теплових насосів у торгівлі та промисловості, а також розгляд таких питань, як холодильні агенти, використання гібридних систем та високотемпературні теплові насоси [6].

Більш детально про гібридні теплонасосні системи. Гібридні теплові насоси широко застосовуються в Швеції, оскільки багато будинків у Швеції з тепловими насосами також мають підключення до мережі теплопостачання. В багатьох випадках ця альтернатива доступна. Гібридний тепловий насос має функцію перемикавання між функцією теплового насосу і центральним опаленням. Власник приміщення може обирати систему опалення в залежності від погодних умов, вартості енергоносія. Така установка є великим кроком до створення інтелектуальної мережі, що дозволить збільшити енергоефективність. В літературі вказано, що для даної системи було розраховано та випробувано алгоритм вибору між тепловим насосом і центральним опаленням у багатоквартирному будинку в Лінчепінгу (Linköping). Приклад роботи такої системи зображено на рис.1.3.

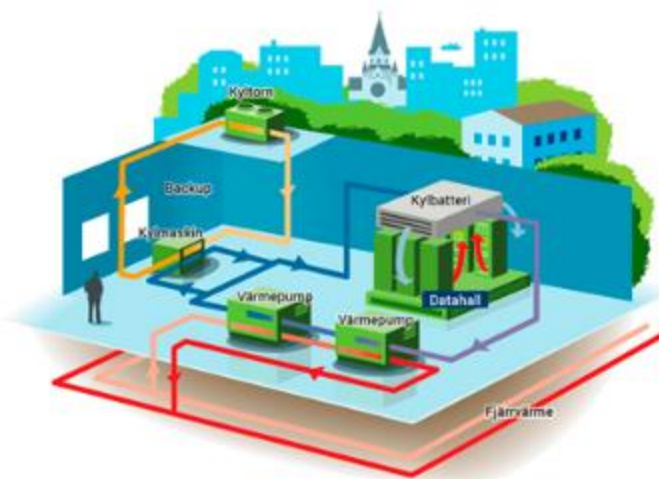


Рисунок 1.3 – Приклад роботи гібридної теплонасосної системи опалення у багатоквартирному будинку в Лінчепінгу (Linköping).

Даний алгоритм буде враховувати поточні умови експлуатації, ціни на енергоносії та погодинну вартість, виходячи з цих даних буде обиратися тепловий насос восени, взимку та навесні, в той час як влітку домінуватиме центральне опалення. Така система є більш коштовна ніж звичайна, але витрати на енергію будуть нижчі. Ми спостерігаємо появу нових теплонасосних технологій та велику рентабельність таких систем.

Європейський Союз затвердив в 2008 р Директиву (RES 2020) [7], згідно з якою повітряні і геотермальні теплові насоси, як системи, що використовують відновлювану енергію, зараховані за привілеями енергоефективності до класу сонячних батарей і віпроустановок. Це вплинуло на появу нових пільгових умов використання теплонасосних систем. Одним із основних факторів поширення теплонасосних систем є підтримка на державному рівні. Державна програма в США надає кошти в розмірі від 1000 до 2500 доларів на установку теплового насосу; у Франції надається податковий кредит у розмірі половини вартості ТН та інші. Подібна допомога від держави має позитивний вплив на розвиток теплонасосних технологій.

На даному етапі в світі спостерігається значний ріст виробництва, продажу та реалізації теплонасосних систем. Це спричинено багатьма факторами, ось деякі із них:

1 Економічність та простота в експлуатації даних систем порівняно з базовими системами;

2 Можливість використання відновлювальних джерел теплоти. В наш час більшість країн є енергозалежними; якщо в країні наявні природні джерела теплоти, то кількість їх обмежена. При повному використанні первинних джерел ми матимемо глобальну проблему екосистеми ;

З Збільшення цін на нафту та проблеми з постачанням газу.

В свою чергу провідні держави світу підтримують розвиток теплонасосної галузі виробництва, надаючи пільгові тарифи, кредити, підтримку для виробників та користувачів даної продукції.

1.2 Основні передумови використання теплових насосів в Україні

В наш час однією з основних передумов використання ТН в нашій країні є відсутність достатнього забезпечення природними джерелами теплоти. Значна частина природних джерел теплоти імпортується з інших країн з великими витратами бюджетних коштів. Така ситуація в країні спостерігається близько 10 років. На рис. 1.4 зображено зміну ціни на газ в Україні в період з 2014 по 2019 рік [8].

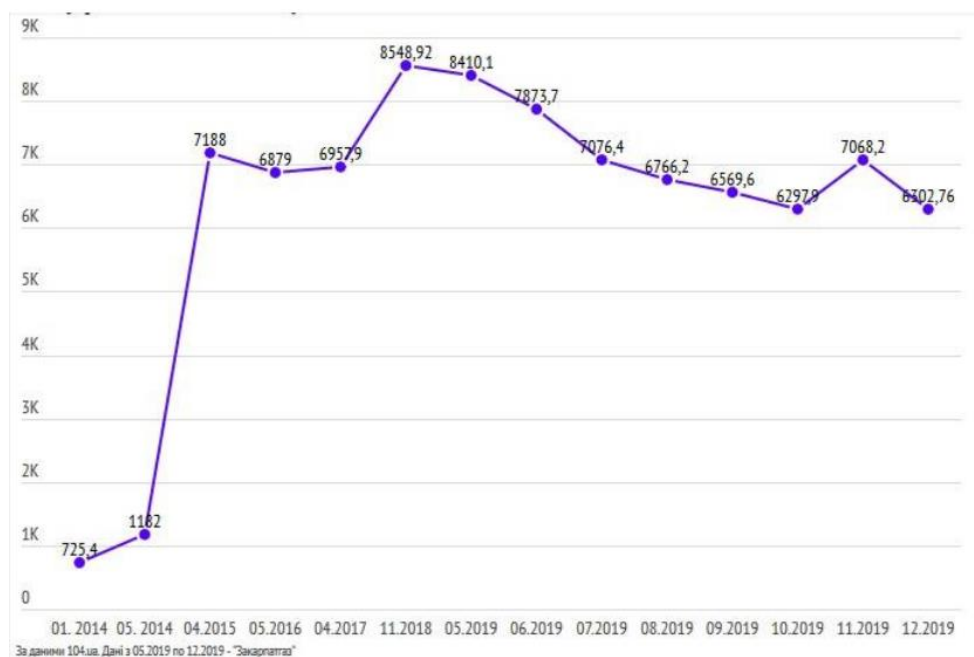


Рисунок 1.4 – Графік зростання тарифу на газ в Україні в період з 2014 по 2019 рік.

Ще одним яскравим прикладом природного джерела теплоти в Україні є вугілля. Вугільна промисловість достатньо розвинена в нашій країні, але з плином часу вченими було виявлено низку проблем, що виникають при переробці та видобуванні цього виду палива, а саме - забруднення повітря, зміна геологічного, гідрологічного та гідрохімічного режимів територій на яких розташовані вугледобувні підприємства, осідання ґрунту в місцях видобутку, велика смертність працівників [9]. Це спричинило поступове скорочення видобування вугілля та пошук нових технічних рішень для його заміни.

В останні роки в Україні набуває поширення використання твердопаливних котлів на трісці. Ця галузь енергетики розвивається, оскільки наша країна має великий аграрний комплекс. Проте зі зміною клімату в світі та Україні на 2020 рік спостерігається велика кількість аномальних пожеж, що знищують велику кількість лісів. Масова вирубка лісів для задоволення потреб також призводить до кліматичних аномалій. На рис 1.5 зображено катастрофічний вплив використання деревини в Україні в період 2014-2018 років [10].

Протягом 2011–2018 років найбільше лісів знигло у Житомирській та Рівненській областях

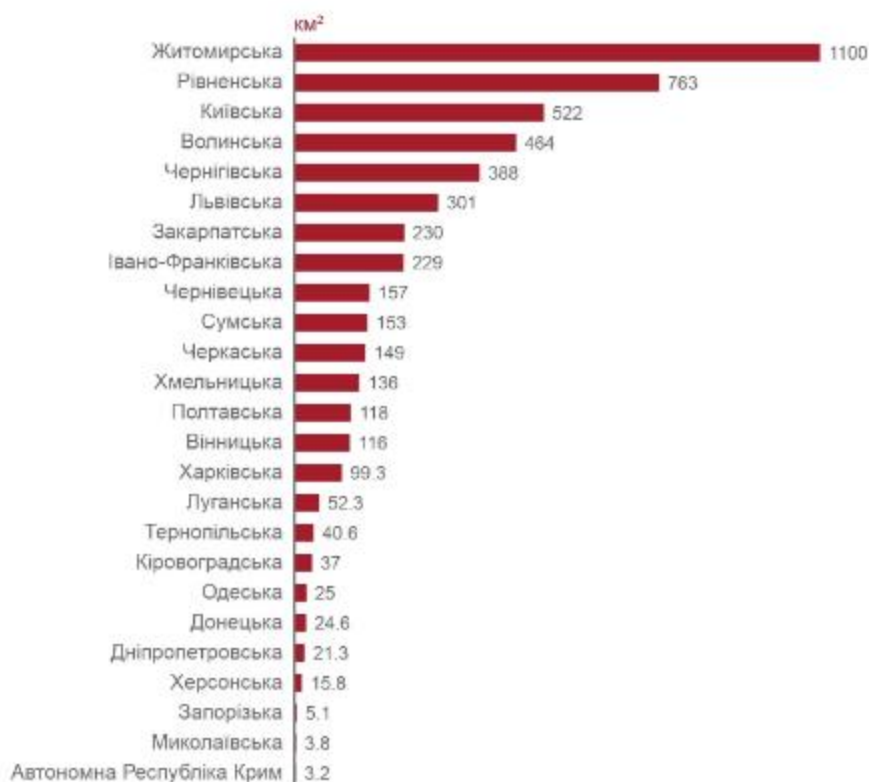


Рисунок 1.5 – Діаграма вирубки лісів зафіксовано в період з 2011 по 2018 рік.

Зазначені вище джерела теплоти мають ряд недоліків використання, які необхідно скоротити. З кожним роком відбуваються пошуки та удосконалення новітніх технологій для збереження кліматичної стабільності нашої держави. Використання теплонасосних установок дає нам змогу мінімізувати проблеми, зазначені попередньо.

Щоб забезпечити Україні енергетичну свободу та покращити якість життя громадян влада впроваджує реформи для підтримання та розширення сектору відновлювальної енергетики. Таким чином, збільшення частки “зеленої енергії” вписується у загальну національну

стратегію диверсифікації джерел енергоносіїв і сприятиме зміцненню енергетичної незалежності. Зусилля Уряду у цій сфері спрямовані передусім на збільшення інвестиційної привабливості сектору, впровадження законодавчих змін, які зроблять роботу ринку більш прозорою і зрозумілою, допоможуть залучити у країну новітні технології. Передбачено і розширення механізму заохочення генерації електроенергії з відновлюваних джерел, зокрема перехід від інструменту “зеленого тарифу” до інструменту “зеленого аукціону”. Загалом Уряд планує збільшити частку енергії з відновлюваних джерел у структурі загального споживання до рівня 11 % у 2020 році [11].

Раніше використання ТН в Україні було маловживаним через недостатню поінформованість населення порівняно з іншими технологіями, а також їх коштовність. Як наслідок, кількість реалізованих ТН складала близько декілька сотень одиниць. З плином часу та удосконаленням систем кількість ТН установок збільшується.

1.3 Оцінка використання низькопотенційних джерел теплоти в теплонасосних системах

В якості низькопотенційного джерела теплоти (НПДТ) використовуються атмосферне повітря або різні вентиляційні викиди, вода природних водойм та скидні води систем охолодження промислового обладнання, стічні води систем аерації, ґрунт [12]. Температурний та енергетичний рівень низькотемпературних джерел наведено в табл.1.1

Таблиця 1.1 – Температурний та енергетичний рівень джерел низькопотенціальних джерел енергії

Вид джерела низькотемпературної теплоти		
Природні джерела теплоти	Температурний рівень джерела, °C	Енергетичний рівень джерела, МВт
Вода: поверхнева	4...18	0,9...51,6
ґрунтова	6...15	1...2
геотермальна	35...70	0,29...3
Атмосферне повітря	-15...25	0,3...18,4
Ґрунтове середовище	4...12	0,1...5,9
Сонячна радіація	0...75	0,1...150

В масштабах України використання різних видів низькотемпературних джерел енергії та теплових насосів, як накопичувачів цієї енергії, повинно відбуватись з урахуванням географічного положення об'єктів господарювання, природних ресурсів та напрямку господарської діяльності (табл. 1.2). Впровадження в Україні теплових насосних станцій дасть можливість отримати додатково теплову енергію в середньому з загальною потужністю 909,48 МВт та економити щорічно до 614,650 млн.м3 природного газу [12] (табл.1.2). Дані таблиці 1.2 обраховані станом на 2014 рік.

Таблиця 1.2 –Потенційні об'єми теплової потужності та економії природного газу при застосуванні теплових насосів

Регіон, область	Джерело теплоти	Потужність, МВт			Економія палива, тис. м3/рік		
		За джерелами	Загальна	%	За джерелами	Загальна	%
1	2	3	4	5	6	7	8
АР Крим	Морська вода	102,4	113	90,6	61700	68806	11,19
	Водосховище	2		1,7	1300		
	Термальні води	3		2,6	2100		
	Повітря	5,6		5,1	3706		
Київська м. Київ	Повітря	0,022	109,122	0,1	154	94174	15,32
	Каналізаційні стічні води	108,7		99,6	93720		
	Грунт	0,4		0,3	300		
Вінницька	Річка	71	71	100	49500	49500	8,05
Дніпропетровська	Повітря	24,6	187,84	13,1	14600	119000	19,36
	Річка	99,44		52,9	73230		
	Промисловість	39,5		21,5	18300		
	Каналізаційні стічні води	12		6,3	8400		
	Грунт	12,3		6,5	4470		
Донецька	Морська вода	5,8	22,3	26,0	3600	14200	2,31
	Річка	2,5		11,2	1600		
	Технічні води	14		62,8	9000		
Житомирська	Річка	45,0	45,83	98,2	31500	33300	5,42
	Каналізаційні стічні води	0,5		1,1	1100		
	Грунт	0,33		0,7	700		
Закарпатська	Термальні води	1,01	2,23	45,3	428	1282	0,21
	Повітря	0,22		9,8	154		
	Каналізаційні стічні води	1		44,9	700		
Запорізька	Морська вода	41,6	59,1	70,3	28950	35440	5,77
	Повітря	2,4		4,2	2390		
	Річка	15,1		25,5	4100		

Продовження табл. 1.2

1	2	3	4	5	6	7	8
Івано-Франківська	Повітря	0,3	0,4	75	24	94	0,02
	Ґрунт	0,1		25	70		
Кіровоградська	Річка	1	18	5,6	340	12240	1,99
	Каналізаційні стічні води	17		94,4	11900		
Луганська	Річка	34,06	149,26	22,8	25960	96500	15,70
	Промисловість	59,4		39,7	33000		
	Каналізаційні стічні води	25,3		17,1	17400		
	Технічні води	30,5		20,4	20140		
Миколаївська	Річка	20	20	100	15000	15000	2,44
Одеська	Морська вода	3	14	21,4	2100	7702,1	1,25
	Водосховище	3		21,4	2,1		
	Річка	1		7,2	700		
	Ґрунт	7		50,0	4900		
Полтавська	Річка	0,76	0,76	100	460	460	0,08
Рівненська	Річка	2,5	20,8	12,0	1402	16012	2,61
	Каналізаційні стічні води	18		86,5	14400		
	Ґрунт	0,3		1,5	210		
Харківська	Каналізаційні стічні води	3,5	4	87,5	1700	1860	0,30
	Ґрунт	0,5		12,5	160		
Херсонська	Річка	30,52	50,92	59,9	20070	35670	5,80
	Каналізаційні стічні води	20,4		40,1	15600		
Хмельницька	Ґрунт	2	2	100	1400	1400	0,23
Черкаська	Річка	6	6	100	4000	4000	0,65
Чернівецька	Річка	0,5	0,5	100	2	2	0,00032
Чернігівська	Повітря	0,418	12,418	3,4	8	8008	1,30
	Річка	12		96,6	8000		
Разом по Україні		909,48				614650,1	100

З таблиці 1.2 ми бачимо, що на 2014 рік друге місце посідає теплова енергія, яка може бути отримана від техногенних джерел теплоти, а саме каналізаційних та технічних вод, але дане низькопотенційне джерело теплоти має певні недоліки при використанні, а саме з біологічною та корозійною агресивністю і нерівномірним надходженням стоків в каналізаційні мережі, також присутній змінний графік використання гарячої води, що не дозволяє використовувати їх як основне джерело теплоти в схемах ТН опалення. Однак є можливість поєднання в більш складних системах з комбінацією інших джерел низькопотенційної теплоти. Розглянемо більш детально негативний аспект використання кожного із зазначених в таблиці 1.2 видів. При використанні геотермальних вод ми зіштовхуємося з капітальними затратами

на буріння та прокладку значних по довжині трубопроводів, також присутня велика вірогідність корозії з відкладанням мінералів в теплообмінниках. Поверхневі водойми (річки, озера, моря) мають менші капітальні затрати ніж геотермальні води, але при використанні поверхневих вод потрібно враховувати мінливість обсягів, чистоту і змінні температурні рівні водойм. Слід враховувати екологічний аспект при використанні даного типу низькопотенційного джерела теплоти. Поширеним НПДТ є ґрунт, яке крім переваг необмеженості та досить невисокої вартості ТН обладнання має також низку недоліків, а саме необхідність достатньої кількості земельної ділянки, коштовність встановлення ТН, можливість корозії трубопроводів. Це спонукає до пошуку інших, стабільніших за температурним рівнем джерел теплоти для ТНУ[13]. Одним з таких джерел поновлюваної енергії для теплового насоса є повітря.

1.4 Впровадження та розвиток повітряних теплонасосних систем в Україні

Світовою практикою доведено, що ефективним та характерним в простоті використання є повітряний ТН. Повітря загальнодоступне та привертає увагу все більше підприємств, як низькопотенційне джерело теплоти. Повітряні ТН не вимагають специфічних умов для монтажу, як наприклад, ґрунтові та водяні ТН.

Спочатку повітряні ТН здобули широкого поширення саме в громадсько-житловому секторі, для опалення та вентиляції приміщень загального користування. Принцип роботи таких систем полягає в тому, що зовнішнє повітря надходить до випарника, де віддає свою теплоту робочому тілу, що циркулює в трубках. Подібним чином робоче тіло в конденсаторі віддає свою теплоту до води чи повітря, що знаходиться в приміщенні. Для цього типу ТН, як і для інших, ми маємо змогу зробити з всіх елементів цілісну установку чи встановлювати на відстані залежно від поставленого нам завдання [14].

Повітря, як низькопотенційне джерело теплоти має ряд недоліків, тому що часто виникає необхідність в удосконаленні та модернізації конструкції через неефективну роботу при низьких температурах повітря. Для кліматичних умов нашої країни повітряні ТН поки що трішки поступаються в рентабельності іншим видам. Такі проблеми виникають в найхолодніших областях України, де температура найхолоднішого місяця може досягати нижче мінус 20 °С. При таких умовах використання ТН типу «повітря-повітря», «повітря-вода» малоефективне чи практично неможливе, мова йде про використання стандартної теплонасосною системи без додаткових компонентів та заходів для підвищення ефективності роботи. Зазвичай стандартні теплонасосні системи рекомендують використовувати для південних областей України [15].

При температурному рівні близько $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ коефіцієнт трансформації становить менше 2 і необхідно резервування іншим джерелом теплоти. Основна характеристика теплового насоса COP падає при зростанні різниці температур між конденсатором та випарником, таке явище відбувається зазвичай в зимовий період при значному зниженні температури навколишнього повітря. При від'ємній температурі атмосферного повітря нам необхідно надати споживачеві більше теплоти для комфортного проживання, а так як характеристики ТН погіршуються здатність виробляти звичайну кількість теплоти знижується. При таких умовах навколишнього середовища необхідно вводити заходи для підвищення ефективності роботи ТН. В Україні з кожним роком з'являється близько сотні наукових праць заснованих на модернізації повітряних теплонасосних систем.

Одним із прикладів заходів підвищення ефективності ТН є попередній підігрів повітря додатковим нагрівником. Вартість будь якого типу ТН більше ніж звичайний котел, якщо повністю покривати теплове навантаження тепловим насосом, ми отримаємо збільшення капіталовкладення, тому зазвичай теплові насоси поєднують з генератором тепла і вони покривають лиш частину теплового навантаження. Кількість теплового навантаження, що покриватиме тепловий насос, підбирають відповідно до розрахунку капіталовкладень та експлуатаційних затрат.

Теплові насоси типу «повітря-вода» здобули значного поширення в країнах ЄС та Японії і на 2015 рік в Україні збільшився коефіцієнт використання. Відповідно до статистичних даних в Японії станом на 2014 рік максимальний обсяг експортованих одиниць в країни європейського союзу склав близько 250 тис одиниць. В теплових насосах «повітря-повітря» відсутня необхідність використання води, теплота до приміщення надходить безпосередньо через повітря. Даний тип теплових насосів здобув широкого поширення в таких країнах, як Фінляндія, Швеція, Норвегія [16].

В Україні теплові насоси «повітря-повітря» мають нижчий рівень попиту ніж в попередньо зазначених країнах. Як всі системи опалення вони мають позитивні та негативні характеристики. Завдяки значній дослідницькій роботі наших вчених за останні 5 років даний тип насосів був реалізований в більш складних теплонасосних системах та відбувся значний стрибок на енергетичному ринку країни. Опалення повітрям все більше здобуває популярності серед наших громадян, однією із причин є можливість швидко нагріти приміщення.

За даними журналу UNPA (Ukraine National Heat Pump Association) «ТЕПЛОВІ НАСОСИ В УКРАЇНІ ВИПУСК №1, 2019» [17] обсяг виробництва теплоти з відновлюваних джерел, визначених за рекомендованими Регламентом значеннями сезонних коефіцієнтів продуктивності і числа годин використання встановленої потужності наведено на рис.1.6 з розбивкою за видами відновлюваної енергії.

Максимум виробництва зафіксовано (2015 р.) оцінюється у 3223 ГВтгод, обсяг виробництва у 2017 р. – у 2884 ГВт-год. Слід зазначити, що наведені обсяги відносяться до вилученої енергії з відновлюваних джерел, які є нижчими за фактичне виробництво корисної енергії на величину витрат електричної енергії на привід ТН.

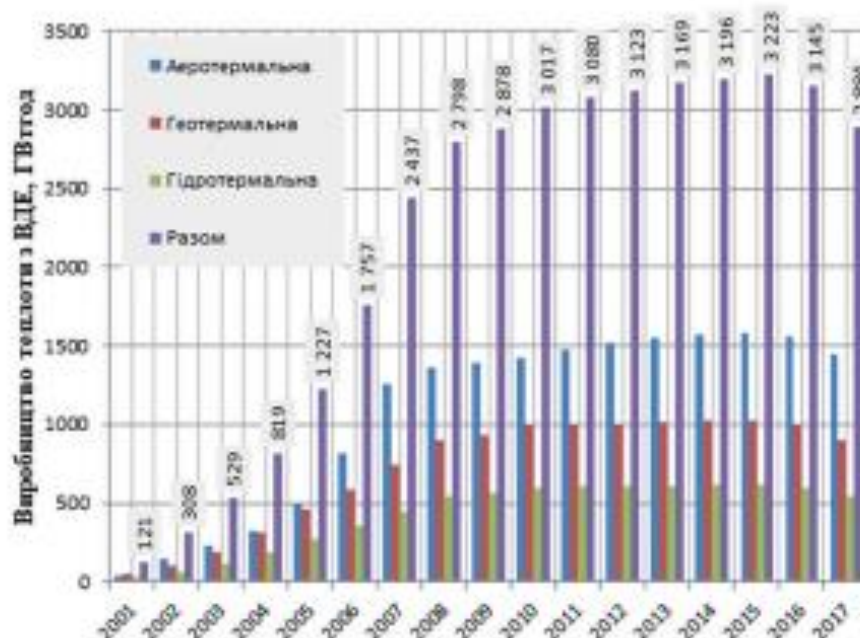


Рисунок 1.6 – Виробництво теплоти ТН з відновлюваних джерел за видами вилученої енергії довкілля станом на 2017 рік.

Для того, щоб зрозуміти наскільки збільшилася кількість впроваджених теплових насосів в Україні в період з 2007-2016 рр. дослідники зазначеного журналу навели підсумкову таблицю 1.3 з даними виробленої частки енергії тепловими насосами від загальноживаної енергії за рік.

З таблиці 1.3 ми спостерігаємо збільшення числа продукції теплових насосів на ринку України. Зазначених передумов до переходу на відновлювальні джерела теплоти та новітні технології безліч в сучасному світі. Для України одна із головних передумов є покращення рівня життя споживачів та надання не тільки кількісної, а і якісної теплоти.

Таблиця 1.3 – Обсяг та частка виробництва теплоти ТН з відновлюваних джерел у загальному обсязі постачання кінцевої енергії у 2007-2016 рр.

Рік	Кінцеве споживання енергії в Україні		Виробництво енергії тепловими насосами з ВДЕ	Частка виробництва енергії тепловими насосами з ВДЕ
	тис т н.е*	ГВт·год	ГВт·год	%
2007	85955	999657	2437	0,24
2008	83283	96581	2798	0,29
2009	69011	802598	2878	0,36
2010	73787	858143	3017	0,35
2011	75836	881973	3080	0,35
2012	73107	850234	3123	0,37
2013	69557	808948	3169	0,39
2014	61460	714780	3196	0,45
2015	50831	591165	3223	0,55
2016	51645	600631	3145	0,52

*-за даними енергетичних балансів Державної служби статистики України

На підставі літературного огляду про даний стан речей (співвідношення у відсотковому вигляді кількості витрачених коштів на комунальні послуги) наведемо статистичні результати в Україні та інших держав Європи про рівень витрат на комунальні послуги в таблиці 1.4. Ми спостерігаємо завищений відсоток витрат на комунальні послуги, ніж в інших країнах. Необхідно зменшити витрати для покращення рівня життя споживачів і надати змогу повноцінно опалювати власне житло більшості населення. Оскільки основна частка комунальних послуг в Україні припадає на опалення, а саме витрата на газ, впровадження теплових насосів наблизить нас до провідних країн світу та покращить рівень життя.

Таблиця 1.4 – Тарифи на комунальні послуги в Україні та Європі

	Витрата на комунальні послуги, євро/міс.	Мінімальна з/п, євро	Скільки з/п іде на комунальні послуги, %
Німеччина	155	1498	10
Великобританія	145	1376	10
Греція	149,5	683	21
Австрія	174	1531	11
Іспанія	140	825	17
Угорщина	92	411	22
Україна	62,8	110	57

За даними таблиці 1.4 можна зробити висновок, що теплові насоси в Україні перейшли межу екзотичного виду опалювальної техніки і їх подальший розвиток і детальні дослідження потребують не меншої уваги, ніж інші провідні галузей теплової енергетики.

1.5 Аналіз основних наукових досліджень теплонасосних систем

Теплонасосні системи використовуються в різних галузях суспільства. Для збільшення попиту на дану технологію та покращення умов використання необхідно удосконалення. Щоб покращити технічний прогрес країни та світу необхідно збільшувати кількість наукових досліджень. Наукові дослідження дозволяють нам оцінити ситуацію в цілому, врахувавши попередньо розроблені матеріали ми з'ясуємо проблематику та на основі підбору шляхів вирішення даного питання виокремлюємо єдиний результат, що задовольняє повноцінно потреби в покращенні обраної системи. З кожним роком кількість наукових досліджень зростає та відкриває нові можливості серед теплонасосних технологій.

За останнє десятиріччя в Україні спостерігається не тільки збільшення попиту на ТНУ, а і зростання кількості наукових досліджень та розробок для удосконалення даних систем. Більша частка досліджень припадає саме на повітряні теплонасосні системи. Оскільки використання повітря, як низькотемпературного джерела надає нам можливість знизити витрати на облаштування та реалізацію системи. Адже конструкція повітряних теплонасосних систем опалення та вентиляції значно простіша ніж ґрунтових та водяних.

На сьогодні безліч досліджень проводять з ціллю покращення енергоефективності теплонасосних систем, однак при проведеному літературному огляді було визначено, що роз-

роблені раніше схеми мають недоліки при певних умовах навколишнього середовища. Такі системи підлягають до удосконалення і корегування, для досягнення кращого результату. У даній роботі об'єктом дослідження є схеми теплопостачання на базі повітряних теплових насосів. Тому було опрацьовано матеріали саме в напрямку дослідження схем з використанням теплових насосів типу «повітря-вода» та «повітря-повітря». Вченими визначено, що використання простих повітряних систем в реальних умовах зими помірного клімату не дає позитивного результату, кількісне значення COP значно падає ніж при використанні влітку. Для збільшення ефективності повітряних теплонасосних систем при низьких температурах зовнішнього середовища необхідно впроваджувати більш складні системи. Одним із способів збільшення ефективності являється використання теплоти вентиляційних викидів. Розглянемо декілька схем, які було розроблено та досліджено раніше, щоб проаналізувати не завершені задачі та недоліки зазначених схем.

В якості першого прикладу проєкт системи забезпечення оптимального мікроклімату спортивних та соціально-культурних об'єктах з утилізацією тепла витяжного вентиляційного повітря за допомогою теплового насосу. Дана система була запроектована «НПП «Инсолар» в 1998 р. та застосована для приміщення з критим басейном в Сумській обл. Дана система (рис.1.7) являється одною із перших енергозберігаючих систем для забезпечення оптимального мікроклімату в громадських приміщеннях. [18]

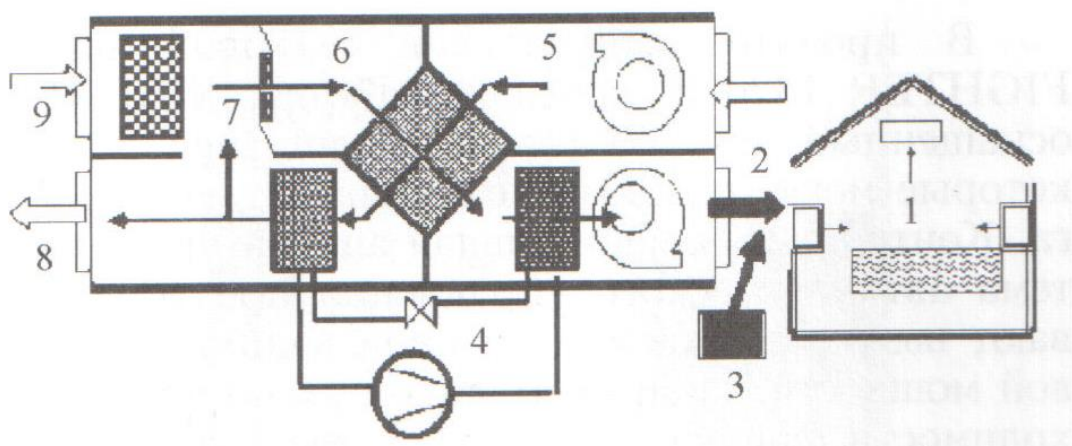


Рисунок 1.7 – Схема системи припливно-витяжної вентиляції басейну з рециркуляцією скидного повітря і тепловим насосом, де 1-приміщення басейну; 2- повітря, що надходить до басейну; 3- джерело зовнішнього підігріву повітря ; 4- тепловий насос; 5-витяжне повітря із басейну ; 6- теплоутилізатор; 7- рециркуляційний потік ; 8- повітря, що викидається в атмосферу; 9- атмосферне припливне повітря

Вказана схема здобула позитивний ефект в напрямку підвищення енергетичної ефективності теплонасосної системи. Однак не було використано повністю потенціал теплоти вентиляційних викидів, оскільки рециркуляційний контур розташовано після теплового насосу. Зазначена система з роками модернізувалася і було отримано покращену версію.

В наукових джерелах [19] розглянуто теплонасосні системи, отримані шляхом впровадження рециркуляції та використання рекуператора теплоти для попереднього підігріву повітря. При ускладненні початкових задач та модернізації існуючих було отримано теплонасосну систему повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря.

В роботі [19] була розглянута повітряна теплонасосна наступна система опалення та вентиляції (рис. 1.8).

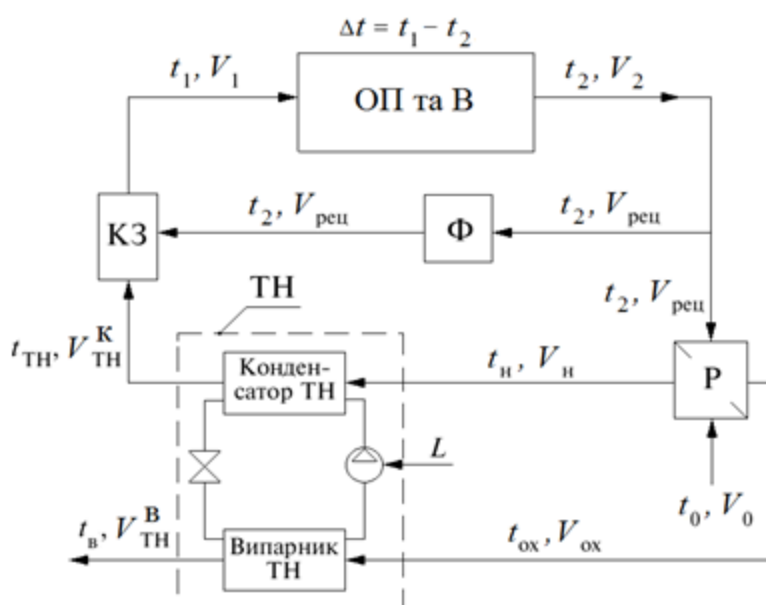
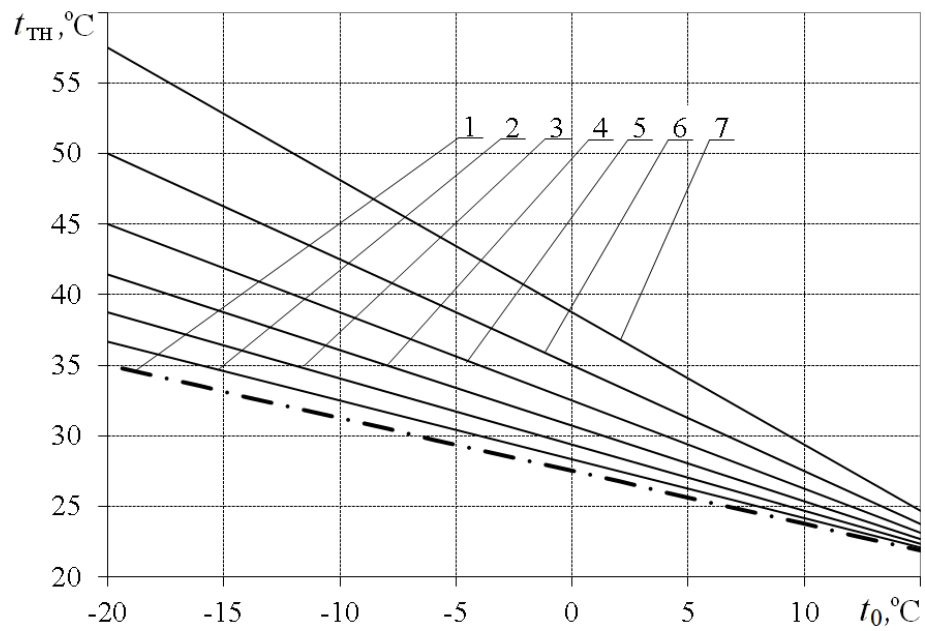


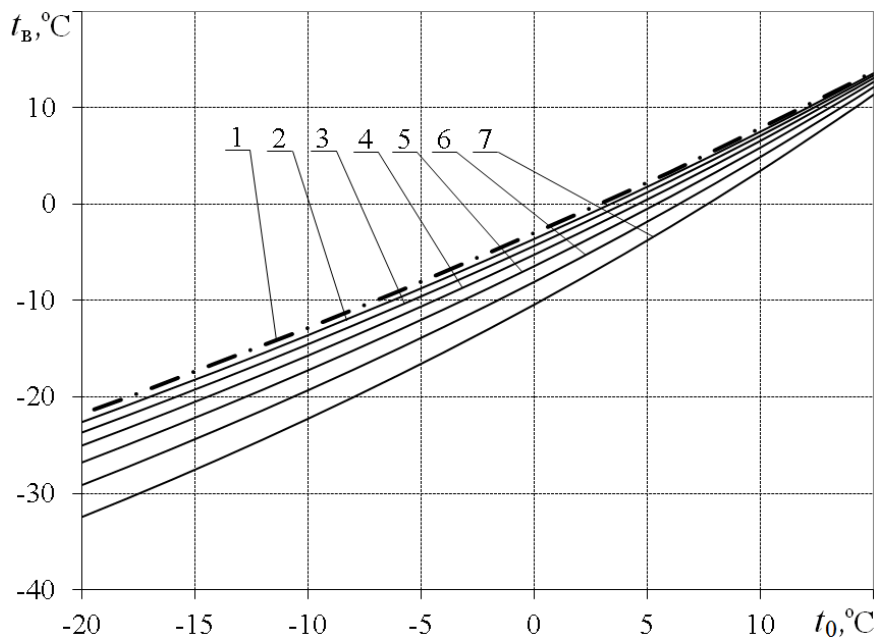
Рисунок 1.8 ТНС повітряного опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря: ОП та В – об'єкт опалення та вентиляції; Р – рекуператор; Φ – фільтр; КЗ – камера змішування; ТН – тепловий насос.

Наведена схема передбачає встановлення камери змішування потоку повітря після конденсатора ТН з рециркуляційним повітрям. При цьому для отримання заданої температури t_1 повітря на вході в приміщення потік повітря після конденсатора ТН має бути перегрітим до більш високої температури $t_{\text{ТН}}$, оскільки воно змішується з охолодженим відпрацьованим повітрям з температурою t_2 . В свою чергу зменшення потоку повітря, що поступає на випарник ТН приводить до необхідності пониження температури $t_{\text{в}}$ на виході з випарника. Відповідні

залежності температур t_{TH} і $t_{\text{в}}$ від температури зовнішнього повітря, отримані в роботі [19], наведені на рис. 1.9.



а)



б)

Рисунок 1.9 Залежності температури повітря на виході з конденсатора та випарника ТН від температури зовнішнього повітря: а) – для конденсатора ; б) – для випарника: 1 – при $K_{\text{реци}} = 0$; 2 – 0,1; 3 – 0,2; 4 – 0,3; 5 – 0,4; 6 – 0,5; 7 – 0,6.

Збільшення температури повітря на виході з конденсатора і зменшення температури на виході з випарника ТН погіршують умови роботи теплового насосу, що приводить до суттєвого зменшення його коефіцієнта трансформації, як видно з рис.1.10.

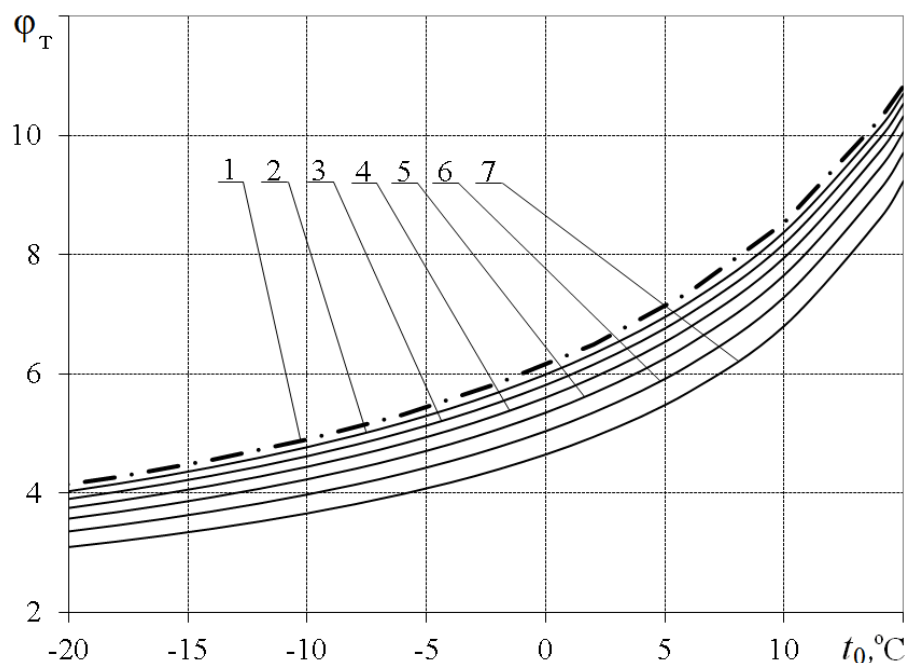


Рисунок 1.10 Залежності коефіцієнти трансформації ТН від температури зовнішнього повітря: 1 – при $K_{pec} = 0$; 2 – 0,1; 3 – 0,2; 4 – 0,3; 5 – 0,4; 6 – 0,5; 7 – 0,6

В зв'язку з цим нами була поставлена задача дослідити ефективність роботи подібної теплонасосної схеми з розміщенням камери змішування потоків повітря перед конденсатором ТН.

1.6 Висновки до розділу 1 та основі задачі дослідження

Проведений літературний огляд та аналіз розвитку теплонасосних технологій в світі та Україні висвітлює наступні висновки:

- 1) Першочергово ТНУ потребують великих капіталовкладень для закупки та реалізації системи. Здебільшого конкуренцію складають котельні установки, які є нижчими в ціні, але в сучасному світі енергетичний курс направлений на зниження споживання енергоресурсів для збереження екосистеми планети. Відповідно впроваджуються технології на відновлювальних джерелах енергії.

- 2) Для досягнення максимально можливої ефективності ТНУ необхідно обрати оптимальні заходи для удосконалення системи, розробити схему теплопостачання.
- 3) Впровадження ТНУ в Україні на сьогодні можливе лише за умови зниження капіталовкладень; підтримки на державному рівні даної технології; обладнання та вдосконалення існуючих схем теплопостачання на базі ТНУ.

Отже, оцінивши проблематику та стадію розвитку на сьогодні ТНУ, ми можемо виділити основні задачі даного дослідження:

1) Дослідження умов експлуатації та енергетичної ефективності повітряних теплових насосів в кліматичних умовах України з застосуванням додаткових заходів удосконалення системи, як використання рекуператора та рециркуляції повітря. Покращення умов роботи існуючої теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рекуператором та рециркуляцією відпрацьованого повітря за допомогою розміщення камери змішування перед конденсатором теплового насоса. Розробка схем ТНУ з більш ефективним розташуванням обладнання. Визначення оптимального режиму роботи при низьких значеннях температури навколишнього середовища.

2) Визначення впливу температури зовнішнього повітря, типу будівлі і параметрів теплоутилізаційних пристроїв відпрацьованого повітря на ефективність роботи комбінованої теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря.

3) Проведення порівняльного аналізу запроєктованої схеми ТНУ з фіксуванням режимів роботи, вибір найбільш оптимального рішення за питомим показником використання зовнішньої енергії. Розрахунок основних показників схеми та підбір конкретного об'єкту теплопостачання для реалізації запропонованої ТНУ, визначення величини економії при впровадженні даної схеми.

2 ОЦІНКА ТЕРМОДИНАМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМБІНОВАНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ З ВИКОРИСТАННЯМ РЕКУПЕРАТОРА ТЕПЛОТИ ТА РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ВІДПРАЦЬОВАНОГО ПОВІТРЯ

Використання теплоти повітря, що викидається в атмосферу вентиляційними системами, є найбільш реалістичним способом використання низькопотенційних вторинних енергетичних ресурсів. Вентиляційне повітря слід розглядати як основне джерело зниження експлуатаційних витрат на термообробку зовнішнього припливного повітря в системах опалення, вентиляції та кондиціювання приміщень [20-23].

Через невелику різницю між температурою витяжного та припливного повітря досягається висока енергоефективність використання теплових насосів (ТН) в системах повітряного опалення та вентиляції промислових, громадських і житлових приміщень при помірних температурах навколишнього середовища. Однак зі зменшенням температури зовнішнього середовища ефективність простих систем повітряного теплового насоса (ТНС) значно знижується, що вимагає використання більш складних схем [24]. Вони можуть бути реалізовані на основі поєднання ТН з наступними методами утилізації тепла вентиляційних викидів, а саме: рециркуляція частини відпрацьованого повітря і використання рекуперативних теплообмінників-утилізаторів [25-27].

Всмоктування повітря до приміщення відбувається за допомогою вентиляторів, як і скидання до навколишнього середовища. Зазначена система циркуляції повітря надає нам можливість застосовувати теплообмінники для прямого нагріву повітря з викидами вентиляції (відпрацьоване повітря скидається до атмосфери з температурою близькою до 20°C - ТН при такій температурі нижнього джерела теплоти буде мати коефіцієнт трансформації тепла між 3 і 4). Встановлено, що навіть при високих значеннях коефіцієнта рекуперації температура повітря, що нагнітається на виході з рекуператора значно вище температури навколишнього середовища, що вказує на те, що для обігріву свіжого повітря рекомендується використовувати теплоту від вентиляційних викидів для підігріву повітря до необхідного рівня при вході в приміщення [24]. Це свідчить про апріорну ефективність теплонасосно-рекуперативних систем опалення та вентиляції, які стають все більш широко поширеними у використанні. Однак кількісна оцінка енергоефективності таких систем недостатньо висвітлена в літературі і вимагає більш чіткого визначення.

У тих випадках, коли видаляється з приміщення повітря при цьому має досить високу температуру і не містить шкідливих речовин, частина його в зимовий період не скидається в навколишнє середовище, а після очищення змішується з повітрям, що надходить до примі-

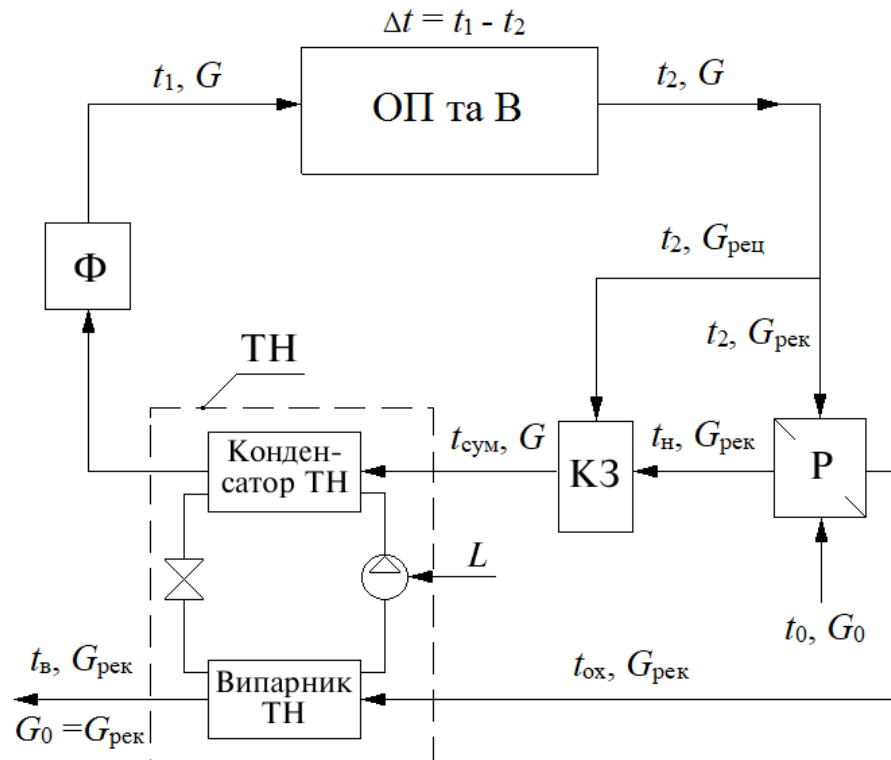
щення, для його нагрівання, і отримана суміш подається в закриті приміщення. Таким чином, за допомогою рециркуляції повітря відбувається економія витрати на установку і знижуються експлуатаційні витрати, оскільки витрати на обігрів навколишнього повітря знижуються.

У даній роботі розглядається повітряна теплонасосно-рекуператорна система опалення та вентиляції з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря і розміщенням камери змішання перед конденсатором ТН. Така схема не вимагає перегріву повітря після конденсатора щодо заданої температури на вході в приміщення і тим самим покращує умови роботи теплового насоса. Термодинамічний аналіз зазначеної системи проводиться за певних заданих умовах навколишнього середовища, умов експлуатації обладнання та інших параметрах, які характеризують об'єкт опалення та вентиляції.

2.1 Опис теплонасосно-рекуператорної схеми повітряного опалення та вентиляції з рециркуляцією та розміщенням камери змішування перед конденсатором ТН

На рис. 2.1 зображена схема теплонасосної системи опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря. Схема передбачає утилізацію витяжного вентиляційного повітря двома способами: шляхом часткової рециркуляції і рекуперації в теплообміннику-утилізаторі. Для цього, як ми можемо побачити на рис. 2.1, загальний потік відпрацьованого повітря з параметрами t_2 , G після об'єкту теплопостачання розділяється на два потоки. До теплообмінного апарату (в нашому випадку рекуператор-утилізатора) направляється з масовою витратою $G_{рек}$ перший потік. В рекуператорі відбувається нагрів навколишнього повітря t_0 до температури t_n шляхом охолодження відпрацьованого повітря до температури t_x . Другий потік прямує в змішувальну камеру (КЗ), де він змішується зі свіжим повітрям. Потім повітря з температурою $t_{сум}$ направляється в конденсатор ТН. Охолоджений відпрацьований потік повітря після рекуператора надходить до випарника ТН, де він охолоджується і на виході має температуру t_v . [28].

При такому розташуванні устаткування суміш повітря нагрівається в конденсаторі ТН до необхідної температури t_1 на вході в приміщення і після очищення в фільтрі подається в приміщення.



ОП та В – об'єкт опалення та вентиляції; ТН – тепловий насос;

Р – рекуператор; Ф – фільтр; КЗ – камера змішування.

Рисунок 2.1 - Схема з частковою рециркуляцією та розміщенням камери змішування перед конденсатором ТН

2.2 Аналітичний аналіз теплонасосно-рекуператорної схеми повітряного опалення та вентиляції

Рециркуляція відпрацьованого повітря характеризується коефіцієнтом рециркуляції:

$$K_{\text{pec}} = \frac{G_{\text{pec}}}{G} . \quad (2.1)$$

де G_{pec} – масова витрата повітря, що йде на рециркуляцію, кг/с;

G – масова витрата повітря, що видаляється з приміщення, кг/с.

Оскільки $G_{\text{рек}} = G - G_{\text{pec}}$, з урахуванням (2.1) можна записати

$$G_{\text{рек}} = G (1 - K_{\text{pec}}) . \quad (2.2)$$

Ефективність рекуператора можна охарактеризувати коефіцієнтом рекуперації

$$\eta_p = \frac{t_2 - t_{ox}}{t_2 - t_o}, \quad (2.3)$$

З урахуванням рівняння (2.3) та теплового балансу рекуператора можемо отримати рівність для визначення температури нагрітого свіжого повітря на виході із рекуператора t_n та температури охолодженого відпрацьованого повітря t_{ox} :

$$t_n = t_2 - (1 - \eta_p)(t_2 - t_o), \quad (2.4)$$

$$t_{ox} = t_2 - \eta_p(t_2 - t_o). \quad (2.5)$$

де t_2 – температура повітря на виході з приміщення, °С;

t_o – температура навколишнього середовища, °С.

Енергетичну ефективність ТНС повітряного опалення та вентиляції, що відображено на рис. 2.1, можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії, який являє собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманої теплоти для задоволення потреб повітряного опалення та вентиляції:

$$l_{оп+вент} = \frac{L}{Q_{оп+вент}}, \quad (2.6)$$

де L – потужність компресора ТН, кВт;

$Q_{оп+вент}$ – тепловий потік, підведений до приміщення для задоволення потреб опалення та вентиляції, кВт.

Тепловий потік $Q_{оп+вент}$, що надходить до об'єкту тепlopостачання і вентиляції, визначається за рівнянням

$$Q_{оп+вент} = Q_{оп} + Q_{вент} = G c_n [(t_1 - t_2) + (t_2 - t_o)] = G c_n (t_1 - t_o) \quad (2.7)$$

де t_1 – температура повітря на вході в приміщення, °С;

G – масова витрата повітря, кг/с;

c_n – ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг · °С).

Потужність компресора L визначається за формулою:

$$L = \frac{Q_{\text{вип}}}{\varphi - 1}, \quad (2.8)$$

де $Q_{\text{вип}}$ – теплове навантаження випарника ТН,

$$Q_{\text{вип}} = (1 - K_{\text{рец}}) G c_n (t_{\text{ох}} - t_{\text{в}}), \quad (2.9)$$

а φ – коефіцієнт трансформації ТН.

Тоді, на основі рівнянь (2.6) – (2.9) можна отримати вираз для коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС повітряного опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря:

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{(1 - K_{\text{рец}})(t_{\text{ох}} - t_{\text{в}})}{(\varphi - 1)(t_1 - t_0)}. \quad (2.10)$$

Аналітичний вираз для визначення невідомої температури відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН $t_{\text{в}}$ можна визначити з теплового балансу теплового насоса

$$Q_{\text{вип}} + L = Q_{\text{к}}, \quad (2.11)$$

де $Q_{\text{к}}$ – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН.

У співвідношенні (2.11) величини L та $Q_{\text{вип}}$ визначаються відповідно до рівнянь (2.8) і (2.9), а теплова потужність конденсатора за формулою:

$$Q_{\text{к}} = G c_n (t_1 - t_{\text{сум}}), \quad (2.12)$$

де $t_{\text{сум}}$ – температура суміші повітря відповідно на вході у конденсатор теплового насоса, °С.

З урахуванням рівнянь (2.8), (2.9) і (2.12) вираз (2.11) набуває вигляду

$$(1 - K_{\text{pec}}) G c_n (t_{\text{ox}} - t_a) \frac{\varphi}{\varphi - 1} = G c_n (t_1 - t_{\text{сум}}), \quad (2.13)$$

З виразу (2.13) можна отримати аналітичну рівність для визначення температури відпрацьованого повітря на виході з випарника теплового насоса

$$t_{\text{в}} = t_{\text{ox}} - \left[\frac{t_1 - t_{\text{сум}}}{1 - K_{\text{pec}}} \frac{\varphi - 1}{\varphi} \right]. \quad (2.14)$$

В загальному випадку коефіцієнт трансформації теплоти реального теплового насоса можна представити як

$$\varphi = \varphi_{\text{Т}} \eta_{\text{ТН}}, \quad (2.15)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт втрат або ККД теплового насоса;

$\varphi_{\text{Т}}$ – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Теоретичний коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно $\varphi_{\text{Т}}$ з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі теплового насоса визначається за співвідношенням

$$\varphi_{\text{Т}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{\text{в}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}}}{273 + t_1 + \Delta t_{\text{к}}}}, \quad (2.16)$$

де $T_{\text{в}}^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;

$T_{\text{к}}^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;

t_a – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С;

t_1 – температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С;

$\Delta t_{\text{в}}$ – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника теплового насоса, °С ;

Δt_k – температурний перепад між потоками повітря в системі опалення та вентиляції й холодильного агента на виході з конденсатора ТН, °С.

У літературних джерелах наводяться числові значення температурних перепадів у конденсаторі і випарнику для теплових насосів типу «повітря–повітря». Згідно з [29] для конденсатора ТН можна прийняти $\Delta t_k = 10$ °С, для випарника – $\Delta t_b = 10$ °С.

Для обчислення температури відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН t_b за аналітичним виразом (2.14) необхідно визначити температуру суміші повітря $t_{\text{сум}}$ та температуру повітря на вході до приміщення t_1 . При цьому температура $t_{\text{сум}}$ суміші повітря визначається на підставі теплового балансу КЗ за формулою

$$t_{\text{сум}} = K_{\text{реци}} t_2 + (1 - K_{\text{реци}}) t_n, \quad (2.17)$$

а температура повітря на вході до приміщення t_1 (рис.2.1) може бути визначена як:

$$t_1 = t_2 + \Delta t, \quad (2.18)$$

де Δt – перепад температур повітря, на вході та виході з приміщення.

Величину Δt можна представити в прямопропорційній залежності від різниці температур повітря в приміщенні t_2 і навколишнього середовища t_0 у вигляді:

$$\Delta t = \Delta t_{\text{max}} \frac{t_2 - t_0}{t_2^p - t_0^p}, \quad (2.19)$$

де t_0^p – розрахункова температура навколишнього середовища в умовах опалення для даної місцевості, а Δt_{max} – максимальне значення температурного перепаду Δt в умовах найбільш низького значення температури зовнішнього повітря $t_0 = t_0^p$.

Таким чином, величина Δt_{max} може виступати в якості характеристики теплового навантаження системи повітряного опалення та вентиляції, оскільки дорівнює температурному перепаду Δt в найбільш несприятливих розрахункових умовах, тобто коли $t_0 = t_0^p$.

Оскільки відношення $\Delta t_{\text{max}} / (t_2 - t_0^p)$ можна вважати незмінними для конкретних умов експлуатації приміщення, то можна записати

$$\Delta t = K (t_2 - t_0). \quad (2.20)$$

Коефіцієнт пропорційності K впливає із рівності витрати теплоти на опалення та втрат теплоти через огорожувальні конструкції, тобто із рівняння

$$G c_n K (t_2 - t_0) = \bar{k} F (t_2 - t_0), \quad (2.21)$$

де \bar{k} і F – середній коефіцієнт теплопередачі і загальна площа огорожувальних конструкцій приміщення, а G і c_n – масова витрата і теплоємність повітря, що проходить через приміщення. Тоді, із рівняння (2.21) маємо:

$$K = \frac{\bar{k} F}{G c_n} = \frac{\bar{k}}{g c_n}, \quad (2.22)$$

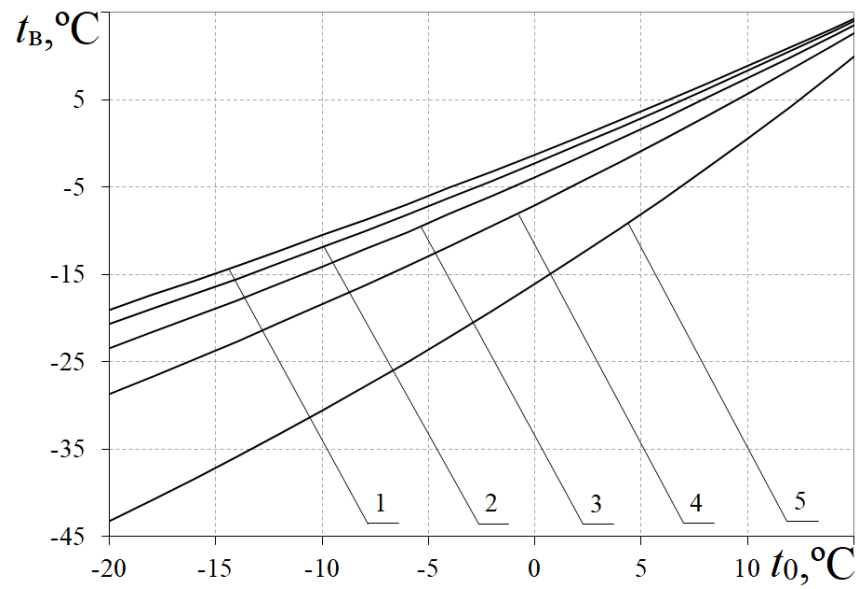
де $g = G / F$ – питома витрата повітря через об'єкт повітряного опалення та вентиляції.

Таким чином, величина K при прийнятому значенні g (для даного приміщення) однозначно характеризує тепловою властивості огорожуючих конструкцій об'єкта повітряного опалення та вентиляції.

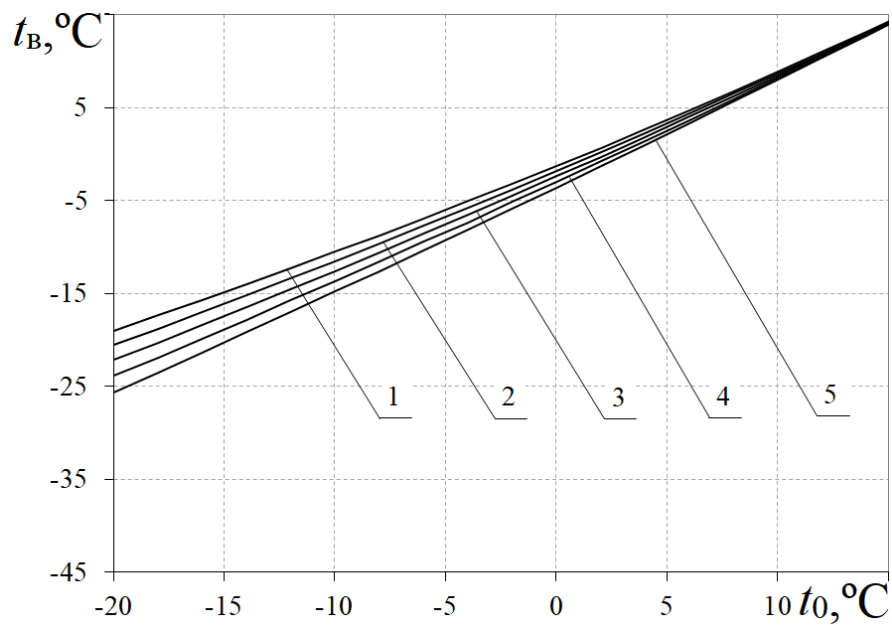
Розрахунковий аналіз системи

Для порівняння двох шляхів утилізації теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря, було розглянуто два режими роботи прийнятої до розгляду схеми (рис.2.1). Перший – з рециркуляцією відпрацьованого повітря, а другий – з рекуператором - утилізатором.

Температури повітря на виході з випарника ТН для зафіксованих режимів роботи отримані за допомогою метода послідовних наближень за формулами (2.14) – (2.18), (2.20) в залежності від температури зовнішнього повітря і коефіцієнта рециркуляції або коефіцієнта рекуперації і представленні на рис. 2.2. Розрахунки проведені при наступних постійних параметрах системи: $t_2 = 20^\circ C$, $\eta_{TH} = 1$. Попередній аналіз в роботі [28] дозволив прийняти середнє значення коефіцієнта пропорційності K на рівні $K=0,25$.



а)

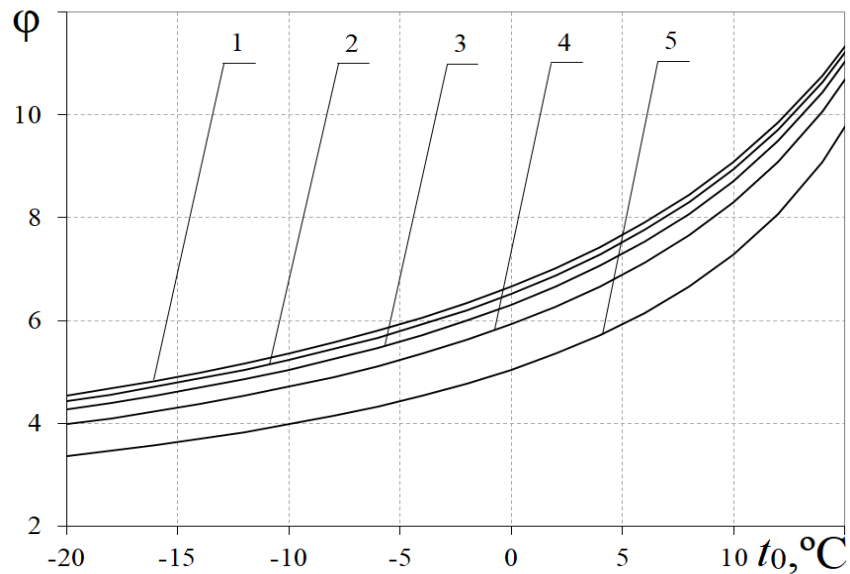


б)

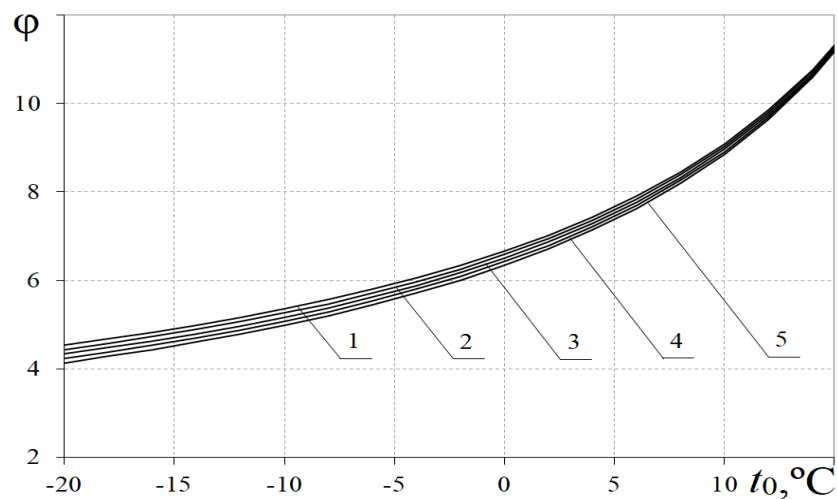
Рисунок 2.2 - Залежність температури відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН від температури зовнішнього повітря: а) при роботі в режимі часткової рециркуляції і без рекуперації $\eta_p = 0$: 1 – при $K_{rec} = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8; б) при роботі в режимі часткової рекуперації і без рециркуляції $K_{rec} = 0$: 1 – при $\eta_p = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8.

Відповідно наведених рисунків, робота системи в режимі рециркуляції повітря менш ефективна, оскільки при збільшенні коефіцієнта рециркуляції приводить до різкого зменшення температури повітря на виході з випарника, що погіршує умови роботи ТН.

Аналогічне порівняння ефективності двох способів утилізації теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря можна провести на основі співставлення відповідних значень коефіцієнтів трансформації теплоти ТН для двох режимів роботи схеми (рис.2.3).



а)



б)

Рис. 2.3 - Залежність коефіцієнта трансформації ТН від температури зовнішнього повітря: а) при роботі в режимі часткової рециркуляції і без рекуперації $\eta_p = 0 : 1$ – при $K_{rec} = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8; б) при роботі в режимі часткової рекуперації і без рециркуляції $K_{rec} = 0 : 1$ – при $\eta_p = 0$ 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8.

На рис. 2.3а видно, що при коефіцієнтах рециркуляції від 0,6 і вище коефіцієнти трансформації ТН суттєво знижуються при роботі схеми в режимі рециркуляції, ніж при роботі схеми в режимі рекуперації теплоти.

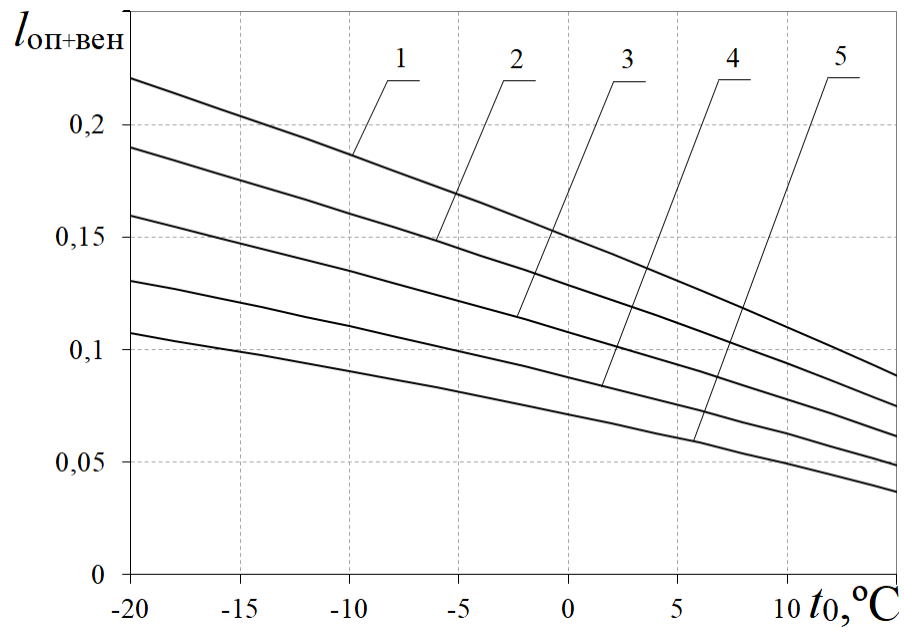
Однак, енергетична ефективність роботи всієї теплонасосної схеми теплопостачання визначається ефективністю роботи не тільки самого ТН, а і всіх елементів схеми в їх сукупності. У даній роботі в якості показника термодинамічної ефективності роботи ТНС при опаленні і вентиляції повітря було вибрано значення питомих затрат зовнішньої енергії для вироблення одиниці тепла на вході в систему відповідно до рівняння (2.10). Тому має сенс порівняти ефективність двох методів використання теплоти витяжного вентиляційного повітря саме по цій характеристиці.

Враховуючи аналіз отриманих результатів можна прийняти, що в практичних умовах утилізація теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря може бути досить ефективною тільки при не високих значеннях коефіцієнта рециркуляції і при значеннях цього коефіцієнта вище ніж використання рециркуляції втрачає сенс.

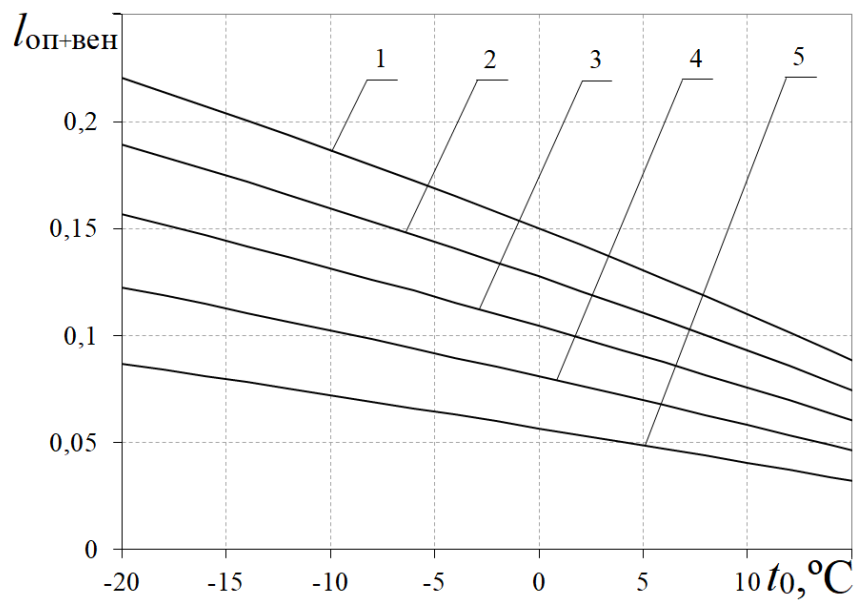
На рис. 2.4 проведено порівняння питомих енергетичних витрат для двох режимів роботи схеми теплового насоса. При роботі в режимі часткової рециркуляції і без рекуперації, тобто $\eta_p = 0$, коефіцієнт рециркуляції змінюється в межах від 0 до 0,8, при роботі в режимі часткової рекуперації і без рециркуляції, тобто $K_{rec} = 0$: коефіцієнт рекуперації змінюється в межах від 0 до 0,8

Як видно з рис. 2.4а і 2.4б, що зображено на аркуші 42, питомі витрати зовнішньої енергії значно знижуються при збільшенні коефіцієнтів як рециркуляції відпрацьованого повітря, так і рекуперації. Видно, що схема з рекуперацією хоча і має вищевказані переваги, але загальний ефект від такої схеми незначний, що пояснюється додатковими витратами енергії на збільшення потенціалу всього потоку відпрацьованого повітря у випарнику ТН.

Тому має сенс розглянути ефективність схеми з одночасним використанням як часткової рециркуляції відпрацьованого повітря, так і рекуперації тепла в теплообміннику-утилізатори.



а)



б)

Рисунок 2.4 - Залежність коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС повітряного опалення та вентиляції від температури зовнішнього повітря: а) при роботі в режимі часткової рециркуляції і без рекуперації $\eta_p = 0 : 1$ — при $K_{\text{rec}} = 0; 2 - 0,2; 3 - 0,4; 4 - 0,6; 5 - 0,8$; б) при роботі в режимі часткової рекуперації і без рециркуляції $K_{\text{rec}} = 0 : 1$ — при $\eta_p = 0 : 2 - 0,2; 3 - 0,4; 4 - 0,6; 5 - 0,8$.

Як видно з рис. 2.4а і 2.4б, питомі витрати зовнішньої енергії значно знижуються при збільшенні коефіцієнтів як рециркуляції відпрацьованого повітря, так і рекуперації. Видно, що схема з рекуперацією хоча і має вищевказані переваги, але загальний ефект від такої схеми незначний, що пояснюється додатковими витратами енергії на збільшення потенціалу всього потоку відпрацьованого повітря у випарнику ТН. Тому має сенс розглянути ефективність схеми з одночасним використанням як часткової рециркуляції відпрацьованого повітря, так і рекуперації тепла в теплообміннику-утилізатори.

На рис. 2.5, 2.6 а, б представлені характеристики такої схеми у вигляді порівняння основних параметрів комбінованої схеми (з рекуперацією і рециркуляцією) і схеми тільки з рекуперацією (без рециркуляції). При цьому в комбінованій схемі максимально допустиме значення коефіцієнта рециркуляції приймається на рівні 0,6.

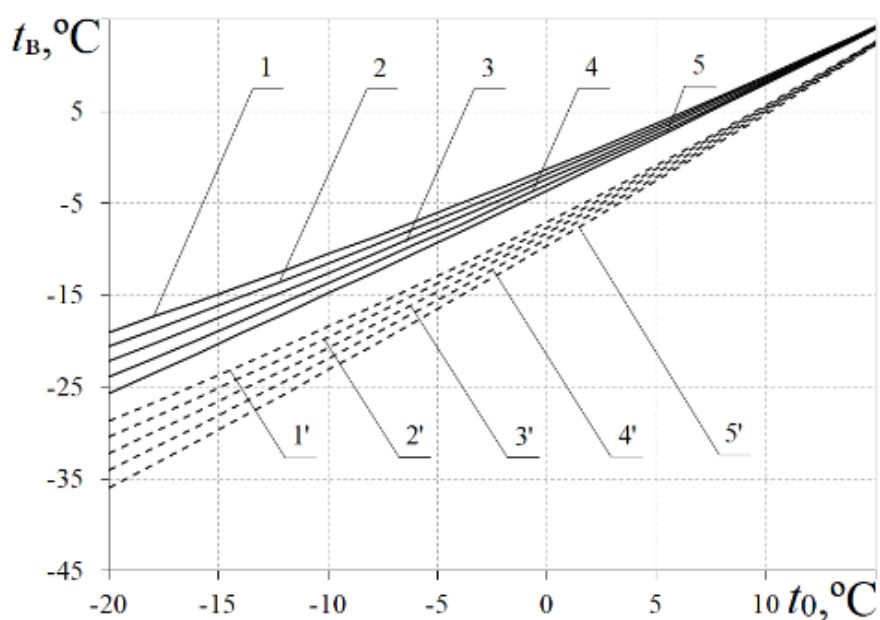
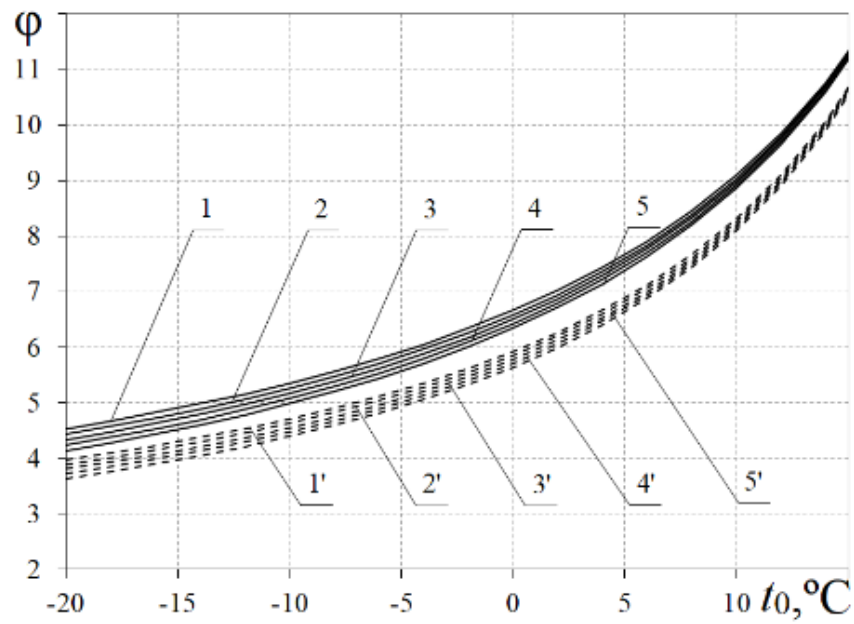
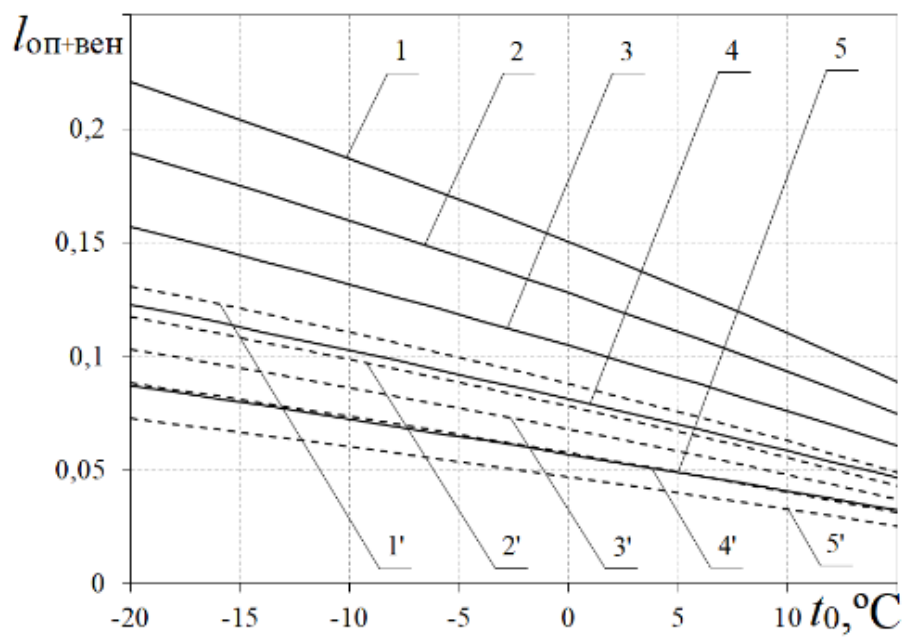


Рисунок 2.5- Співставлення теплонасосно-рекуператорної системи повітряного опалення та вентильції без рециркуляції та з рециркуляцією відпрацьованого повітря для температури повітря на виході з випарника ТН: 1 - 5 – для схеми без рециркуляції $K_{rec} = 0$: 1 – при $\eta_p = 0$; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8; 1' - 5' – для схеми з рециркуляцією $K_{rec} = 0,6$ і тих самих значеннях коефіцієнта η_p .



а)



б)

Рисунок 2.6 - Співставлення теплонасосно-рекуператорної системи повітряного опалення та вентиляції без рециркуляції та з рециркуляцією відпрацьованого повітря: а) для коефіцієнта трансформації ТН; б) для коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС повітряного опалення та вентиляції: 1 - 5 – для схеми без рециркуляції $K_{rec} = 0$: 1 – при $\eta_p = 0$ 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8; 1' - 5' – для схеми з рециркуляцією $K_{rec} = 0,6$ і тих самих значеннях коефіцієнта η_p .

Як видно з графіків, додаткове використання рециркуляції, незважаючи на зниження параметрів t_v і ϕ , що викликає погіршення умов експлуатації ТН, призводить до зниження питомих енерговитрат, тобто маємо позитивний ефект. Однак слід зазначити, що використання рециркуляції істотно впливає на питомі затрати енергії тільки при низьких значеннях рекуперації η_p . Зі збільшенням коефіцієнта рекуперації цей ефект зменшується, але все ж залишається позитивним навіть при високих значеннях η_p на відміну від раніше вивченої в [19] схеми з розміщенням камери змішування повітряних потоків після конденсатора ТН. Таким чином, схема з розміщенням камери змішувача перед конденсатором ТН (рис.2.1) покращує умови експлуатації ТН і є більш енергоефективною.

Висновки

1 При порівнянні двох методів використання теплоти відпрацьованого повітря (за допомогою рециркуляції і рекуперації) перевагу слід віддавати рекуперації, оскільки вона створює більш сприятливі умови для роботи теплового насоса і забезпечує більш високу енергоефективність теплонасосної схеми повітряного опалення та вентиляції.

2 Додаткове застосування рециркуляції в теплонасосно-рекуператорній схемі опалення та вентиляції дає значний позитивний енергетичний ефект тільки при низьких значеннях коефіцієнта рекуперації, при якому енергетичний ефект зменшується.

3 Тепловий насос-рекуператор схеми опалення та вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря має максимальний енергетичний ефект при розміщенні камери змішування потоку відпрацьованого і свіжого повітря перед конденсатором теплового насоса.

2.3 Термодинамічна ефективність комбінованої теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря з врахуванням характеристик повітря та типу будівлі

Термодинамічний аналіз ефективності теплонасосно-рекуператорної схеми повітряного опалення і вентиляції приміщення з частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря проводився в [28] в умовах заданої різниці температур припливного і відпрацьованого повітря. Проведений аналіз дозволив встановити межі ефективного використання окремих методів утилізації теплоти відпрацьованого повітря, а саме рециркуляції і рекуперації. Однак цікаво подивитися на ефективність такої схеми при різних температурних режимах припливного повітря з урахуванням характеристик об'єкта теплопостачання.

У зв'язку з цим в рамках даної статті проведено аналіз енергоефективності з вищезазначеної схеми з урахуванням характеристик об'єкта теплопостачання, типу будівлі, швидкості повітрообміну, які визначають співвідношення витрати тепла на опалення та вентиляція і, відповідно, підігрів припливного повітря. [29]

Аналітичний аналіз системи

У попередньому пункті відповідний аналіз проводився в умовах заданої різниці температур припливного і витяжного повітря $\Delta t = t_1 - t_2 = const$. Очевидно, що ця різниця температур повинна враховувати характеристики об'єкта теплопостачання і може бути представлена пропорційній різниці між кімнатною температурою і атмосферним повітрям, тобто у вигляді співвідношення

$$\Delta t = K (t_n - t_0) , \quad (2.23)$$

де K – коефіцієнт пропорційності.

Фізична суть коефіцієнта пропорційності K впливає із співставлення співвідношень для витрат теплоти на опалення і вентиляцію, тобто із рівнянь

$$Q_{on} = G_n c_n \Delta t = G_n c_n K (t_n - t_0) , \quad (2.24)$$

$$Q_{вент} = G_n c_n (t_n - t_0) , \quad (2.25)$$

звідки маємо

$$K = \frac{Q_{on}}{Q_{вент}} . \quad (2.26)$$

Таким чином, коефіцієнт пропорційності K являє собою відношення витрат теплоти на опалення і вентиляцію.

З іншого боку витрати теплоти на опалення можна представити як втрати теплоти через огорожуючі конструкції приміщення

$$Q_{on} = F \overline{K} (t_n - t_0) , \quad (2.27)$$

де \bar{k} – середній коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт} / \text{м}^2$;

F – загальна площа поверхні зовнішніх огорожувальних конструкцій приміщення, м^2 ,

Витрати теплоти на вентиляцію – з урахуванням необхідної масової витрати повітря, виходячи з об'єму приміщення і необхідної кратності повітрообміну визначимо з рівняння

$$Q_{\text{вент}} = \frac{\rho_n c_n K_{n.об} V_{\text{прим}} (t_n - t_0)}{3600} \quad (2.28)$$

Тоді, з урахуванням співвідношень (2.27) і (2.28) вираз (2.29) для коефіцієнта пропорційності приймає вигляд

$$K = \frac{Q_{он}}{Q_{вент}} = X \frac{1}{K_{n.об}}, \quad (2.29)$$

де X - характеристика приміщення

$$X = \frac{3600 \bar{K} F_{огор}}{\rho_n c_n V_{\text{прим}}}, \quad (2.30)$$

Таким чином, для заданої характеристики приміщення коефіцієнт пропорційності K буде визначатись тільки кратністю повітрообміну. Знаючи ці величини (X і $K_{n.об}$), можна визначити за формулою (2.29) коефіцієнт K і прийняти його як вихідну величину для подальшого термодинамічного аналізу схеми. Тоді, температура повітря на вході до приміщення t_1 може бути представлена як:

$$t_1 = t_2 + \Delta t, \quad (2.31)$$

де Δt – перепад температур повітря, на вході та виході з приміщення, $^{\circ}\text{C}$, що визначається за рівнянням (2.23).

Для аналізу ефективності контуру теплового насоса необхідно визначити термодинамічне стан системи, що в свою чергу визначається параметрами повітря в його вузлових точках. В цьому випадку масова витрата окремих повітряних потоків можна оцінити за допомо-

гою коефіцієнта рециркуляції, використовуючи формули (2.1 - 2.5), виконати розрахунок з урахуванням характеристик об'єкта теплопостачання.

Температура t_v відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН може бути визначена із теплового балансу ТН

$$Q_{\text{вип}} + L = Q_{\text{к}} \quad (2.32)$$

де $Q_{\text{вип}}$ - тепловий потік в випарнику ТН,

L - потужність приводу компресора,

$Q_{\text{к}}$ - тепловий потік, відведений від конденсатора ТН.

Визначаючи складові рівняння (2.5) за формулами

$$Q_{\text{вип}} = (1 - K_{\text{рец}}) G c_n (t_{\text{ох}} - t_v), \quad (2.33)$$

$$L = \frac{Q_{\text{вип}}}{\varphi - 1}, \quad (2.34)$$

$$Q_{\text{к}} = G c_n (t_n - t_{\text{сум}}), \quad (2.35)$$

рівняння (2.32) може бути приведенне до вигляду

$$(1 - K_{\text{рец}}) G c_n (t_{\text{ох}} - t_v) \frac{\varphi}{\varphi - 1} = G c_n (t_n - t_{\text{сум}}), \quad (2.36)$$

звідки впливає вираз для визначення температури відпрацьованого повітря на виході з випарника теплового насоса

$$t_v = t_{\text{ох}} - \left[\frac{t_n - t_{\text{сум}}}{1 - K_{\text{рец}}} \frac{\varphi - 1}{\varphi} \right]. \quad (2.37)$$

Температура $t_{\text{сум}}$ суміші повітря на виході з камери змішування визначається на основі теплового балансу КЗ

$$G_{\text{рец}} c_n t_2 + G_{\text{рек}} c_n t_n = G c_n t_{\text{сум}}, \quad (2.38)$$

звідки маємо

$$t_{\text{сум}} = K_{\text{рец}} t_2 + (1 - K_{\text{рец}}) t_n. \quad (2.39)$$

В загальному випадку коефіцієнт трансформації теплоти реального теплового насоса можна представити як

$$\varphi = \varphi_T \eta_{\text{ТН}}, \quad (2.40)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт втрат або ККД теплового насоса;

φ_T – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Теоретичний коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно φ_T з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі теплового насоса визначається за співвідношенням

$$\varphi_T = \frac{1}{1 - \frac{T_{\text{в}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}}}{273 + t_{\text{л}} + \Delta t_{\text{к}}}}, \quad (2.41)$$

де $T_{\text{в}}^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;

$T_{\text{к}}^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;

$t_{\text{в}}$ – температура відпрацьованого повітря на виході з випарника ТН, °С;

$t_{\text{л}}$ – температура повітря на виході з конденсатора ТН, °С;

$\Delta t_{\text{в}}$ – температурний перепад між потоками відпрацьованого повітря й холодильного агента на виході з випарника теплового насоса, °С;

$\Delta t_{\text{к}}$ – температурний перепад між потоками холодильного агента й повітря на виході з конденсатора ТН, °С.

У літературі наводяться числові значення температурних перепадів у випарнику і конденсаторі для теплових насосів типу «повітря–повітря». Згідно з [29] для конденсатора ТН можна прийняти $\Delta t_{\text{к}} = 10 \text{ } ^\circ\text{С}$, для випарника – $\Delta t_{\text{в}} = 10 \text{ } ^\circ\text{С}$.

Знаючи параметри повітря в вузлових точках енергетичну ефективність ТНС, зображеної на рис. 2.1, можна охарактеризувати коефіцієнтом використання зовнішньої енергії на привід ТН по відношенню до одиниці виробленої теплоти для задоволення потреб повітряного опалення та вентиляції

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{L}{Q_{\text{оп+вент}}}, \quad (2.42)$$

$Q_{\text{оп+вент}}$ – тепловий потік, підведений до приміщення для задоволення потреб опалення та вентиляції, кВт.

Визначаючи потужність приводу компресора ТН за рівнянням (2.34), а величину $Q_{\text{оп+вент}}$ за рівнянням

$$Q_{\text{оп+вент}} = Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}} = G c_n (t_n - t_0) (K + 1) \quad (2.43)$$

із (2.42) отримуємо вираз для коефіцієнта використання зовнішньої енергії на ТНС повітряного опалення та вентиляції з використанням рекуператора теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря:

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{(1 - K_{\text{рец}})(t_{\text{ох}} - t_{\text{в}})}{(\varphi - 1)(t_n - t_0)(K + 1)}. \quad (2.44)$$

Розрахунковий аналіз системи

Метою розрахункового аналізу є визначення впливу характеристик об'єкта теплопостачання на енергетичну ефективність теплонасосної системи з використанням теплоти відпрацьованого вентиляційного повітря. Ці особливості включають тип конструкції будівлі, її геометричні характеристики, теплоізоляційні характеристики огорожувальних конструкцій, призначення будівлі, від якого залежить значення нормативної кратності повітрообміну. Але всі ці характеристики комплексно впливають на режим роботи системи опалення через вищевказаний коефіцієнт K , який є відношення витрат теплоти на опалення та на вентиляцію.

У свою чергу, цей коефіцієнт залежить від комплексних характеристик будівлі X і кратності повітрообміну $K_{\text{н.об}}$. Аналіз розрахункових і нормативних значень цих величин приводить до висновку, що значення X змінюється у вузькому діапазоні від 0,5 до 1,0, а частота повітрообміну може досягати значень від 2 до 10 і навіть більше. Однак їх співвідношення, визначальне значення коефіцієнта K , тобто співвідношення витрат тепла на опалення і вентиляцію, змінюється в досить вузькому діапазоні і в більшості випадків не виходить за межі $K = 0,1$ до $K = 0,3$. Тому було проведено наступний розрахунковий аналіз в цьому діапазоні змін значення K .

Інші значення початкових параметрів, що впливають на енергоефективність вищевказаної теплонасосної системи опалення та вентиляції, були прийняті з урахуванням результатів аналізу в [29]. З'ясувалося, що використання рециркуляції відпрацьованого повітря позитивно позначається на енергоефективності системи тільки до значень коефіцієнта рециркуляції 0,5. Навпаки, характеристики рекуператора роблять позитивний вплив на весь спектр його змін. Тому для цього аналізу було прийнято максимальне реальне значення коефіцієнта відновлення на рівні 0,6.

Наведена вище система взаємопов'язаних рівнянь, що визначають температуру повітря в вузлових точках контуру системи, разом з рівняннями (2.40), (2.41) для коефіцієнта трансформації ТН була вирішена методом послідовних наближень при різних температурах навколишнього повітря і температура в приміщенні $t_n = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$. Також передбачалося, що температура повітря на виході дорівнює температурі повітря в приміщенні $t_2 = t_n$.

Результати розрахунків найбільш характерної температури на виході з випарника ТН, яка визначає робочі умови ТН, в залежності від температури зовнішнього повітря наведені на рис. 2.7.

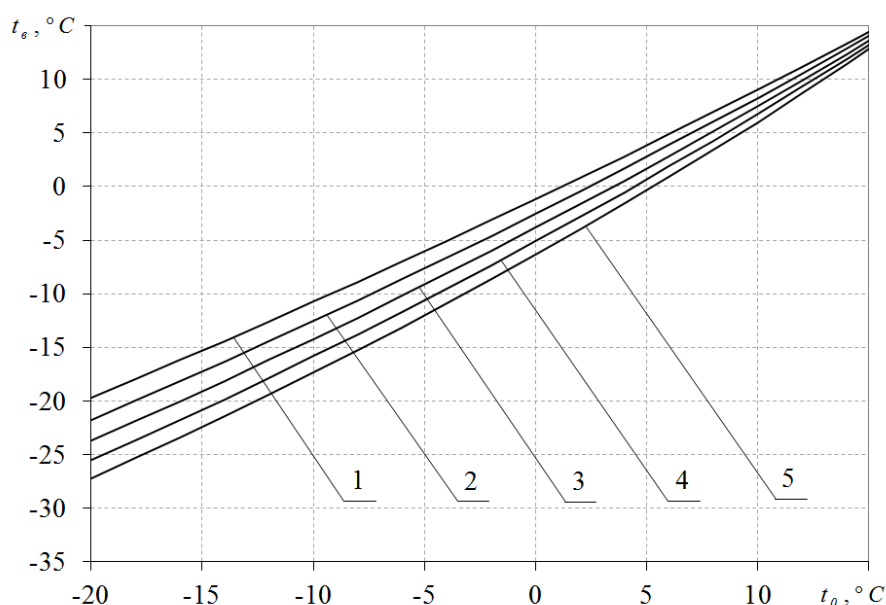


Рисунок 2.7 - Залежність температури повітря на виході із випарника ТН від температури навколишнього повітря, 1-5 при таких значеннях $\eta_p = 0,6$, $K_{pec} = 0,5$, $\eta_{mH} = 0,6$: 1 – $K = 0,1$; 2 – 0,15; 3 – 0,2; 4 – 0,25; 5 – 0,3.

Із рис.2.7 видно, що зі збільшенням значення коефіцієнта K , тобто зі збільшенням витрат теплоти на опалення в співвідношенні до витрат на вентиляцію, температура повітря на виході з випарника ТН зменшується, що призводить до погіршення умов роботи ТН. Відповідно, значення коефіцієнта трансформації ТН, зменшуються, залежності для яких наведені на 2.8.

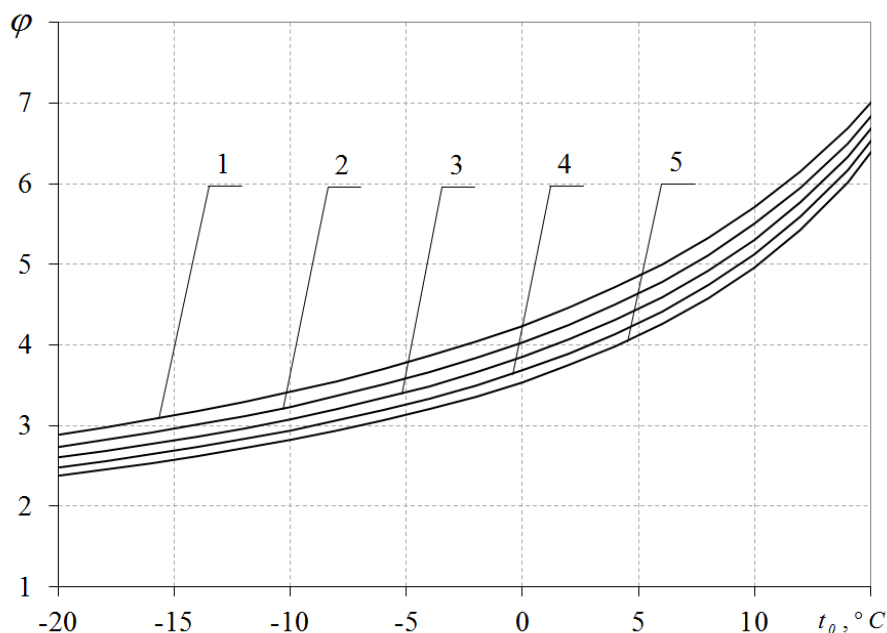


Рисунок 2.8 - Залежність коефіцієнта трансформації ТН від температури зовнішнього повітря $\eta_p = 0,6$, $K_{pec} = 0,5$, $\eta_{mн} = 0,6$: 1 – $K = 0,1$; 2 – 0,15; 3 – 0,2; 4 – 0,25; 5 – 0,3.

Отримані результати розрахунків температур повітря, що характеризують термодинамічний стан системи, а також відповідні значення коефіцієнтів трансформації дозволили визначити за рівнянням (2.44) питомі витрати зовнішньої енергії для задоволення потреб в опаленні і вентиляції. Відповідні залежності наведені на рис. 2.9.

Із рисунка видно, що знаходиться на аркуші 52, що зі збільшенням відносних витрат теплоти на опалення в порівнянні зі витрат теплоти на вентиляцію приміщення питомі витрати зовнішньої енергії збільшуються, що означає, що енергоефективність системи знижується.

Однак в цілому у всьому діапазоні температур зовнішнього повітря енергоефективність теплонасосної системи з утилізацією теплоти відпрацьованого повітря остається надзвичайно високою і 2,3 - 3,5 рази вищою, ніж система без утилізації теплоти відпрацьованого повітря. Ми спостерігаємо позитивний вплив використання теплоти відпрацьованого повітря при роботі теплонасосної системи. При збільшенні відносних витрат теплоти на опалення в порівнянні з витратами теплоти на вентиляцію відбувається зниження енергоефективності теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції, однак питомі затрати зовнішньої енергії на одиницю продукуючої теплоти на вході в приміщення залишаються на надзвичайно низькому рівні навіть при низьких температурах зовнішнього атмосферного повітря.

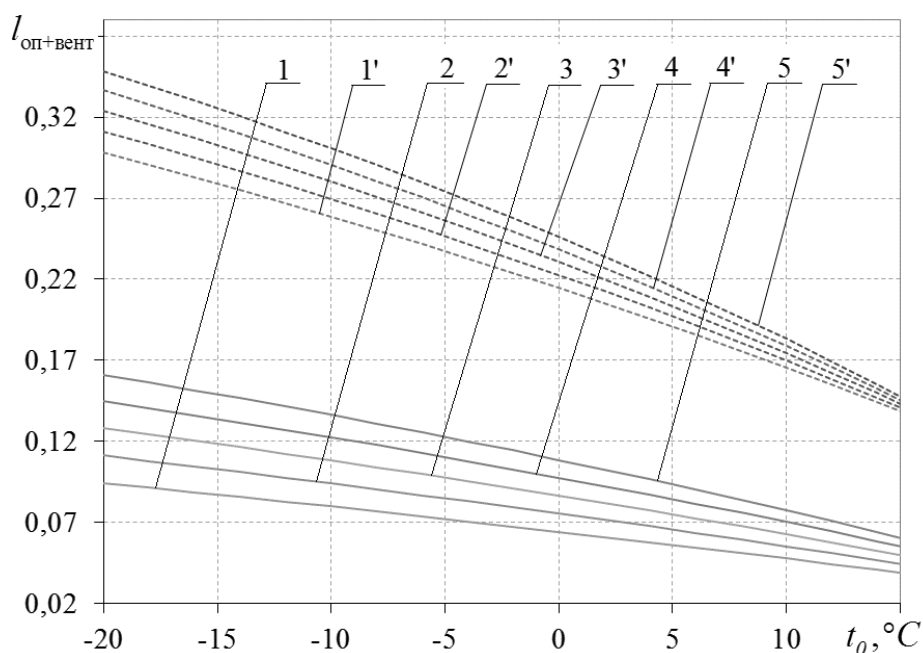


Рисунок 2.9 - Порівняння питомих затрат зовнішньої енергії в теплонасосних схемах опалення та вентиляції з утилізацією та без утилізацією відпрацьованого повітря (1,2,3,4,5 - $\eta_{mn} = 0,6$

; $K_{rec} = 0,5$; $\eta_p = 0,6$; $K = 0,1 - 0,3$ 1',2',3',4',5' - при $K = 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3$; $K_{rec} = 0$;

$\eta_{mn} = 0,6$).

Висновки

1. При розрахунку температурного режиму роботи теплонасосної системи опалення та вентиляції можна легко врахувати особливості об'єкта теплопостачання, ввівши простий коефіцієнт пропорційності між різницею температур на вході і виході і різницею температур всередині і за межами приміщення, що являє собою відношення витрат теплоти на опалення і вентиляцію.
2. Незважаючи на зниження енергоефективності теплонасосної системи повітряного опалення та вентиляції з утилізацією відпрацьованого вентиляційного повітря зі збільшенням відносних витрат теплоти на опалення в порівнянні з витратами теплоти на вентиляцію, питомі затрати зовнішньої енергії на одиницю продукуюваної теплоти на вході в приміщення залишаються на надзвичайно низькому рівні навіть при низьких температурах зовнішнього атмосферного повітря.

Висновки до розділу 2

Ґрунтуючись на дослідженні повітряної теплонасосної схеми з рекуператором і рециркуляції відпрацьованого повітря, всі запропоновані рішення позитивно впливають на підвищення термодинамічної ефективності.

Теплонасосно-рекуператорна схема опалення та вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря має максимальний енергетичний ефект при розміщенні камери змішування відпрацьованого і свіжого повітря перед конденсатором теплового насоса. Таке розташування змішувальної камери було прийнято на підставі аналізу робіт [19-28].

При порівнянні двох методів використання тепла відпрацьованого повітря (за допомогою рециркуляції і рекуперації) перевагу слід віддавати рекуперації, оскільки вона створює більш сприятливі умови для роботи теплового насоса і забезпечує більш високу енергоефективність всієї схеми теплового насоса повітряного опалення та вентиляції. Додаткове використання рециркуляції має позитивний енергетичний ефект тільки при невисоких значеннях коефіцієнта відновлення.

Здійснено аналітичний і розрахунковий аналіз системи проводився з урахуванням особливостей об'єкта теплопостачання і характеристик зовнішнього середовища. Було отримано коефіцієнт пропорційності між різницею температур на вході і виході приміщення і різницею температур всередині і зовні приміщення, який являє собою відношення споживання тепла на опалення та вентиляцію, що враховує характеристики об'єкта теплопостачання та характеристик зовнішнього середовища.

3 ПРИКЛАД ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ РЕАЛЬНОГО ОБ'ЄКТА ІЗ ЗАСТОСУВАННЯМ КОМБІНОВАНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ З ВИКОРИТАННЯМ РЕКУПЕРАТОРА ТЕПЛОТИ ТА РЕЦИРКУЛЯЦІЄЮ ВІДПРАЦЬОВАНОГО ПОВІТРЯ

Для оцінки ефективності розробленої схеми в порівнянні з традиційною, було розглянуто реальний об'єкт, який являє собою громадську будівлю, а саме: спортзал, у якого є потреби на опалення і вентиляцію. Були проведені розрахунки затрат зовнішньої енергії, визначено клас енергоефективності будівлі, обрано тепловий насос та на основі отриманих результатів проведено порівняння двох систем.

3.1 Характеристика об'єкту теплопостачання

Об'єкт використаний для розрахунку: Спортивний зал у м. Чернігів зображено на рис 3.1. Для комфортної фізичної активності потрібно мінімум 10 м^2 для однієї людини, враховуючи норми вказані в [30], тоді кількість людей, що знаходяться одночасно в спортивному залі, рівна 55. Будівля складається з одного поверху, оскільки являється приміщенням з трибунами де проходять спортивні ігри та змагання. Розміри будівлі – $25 \times 35 \times 6 \text{ м}$.

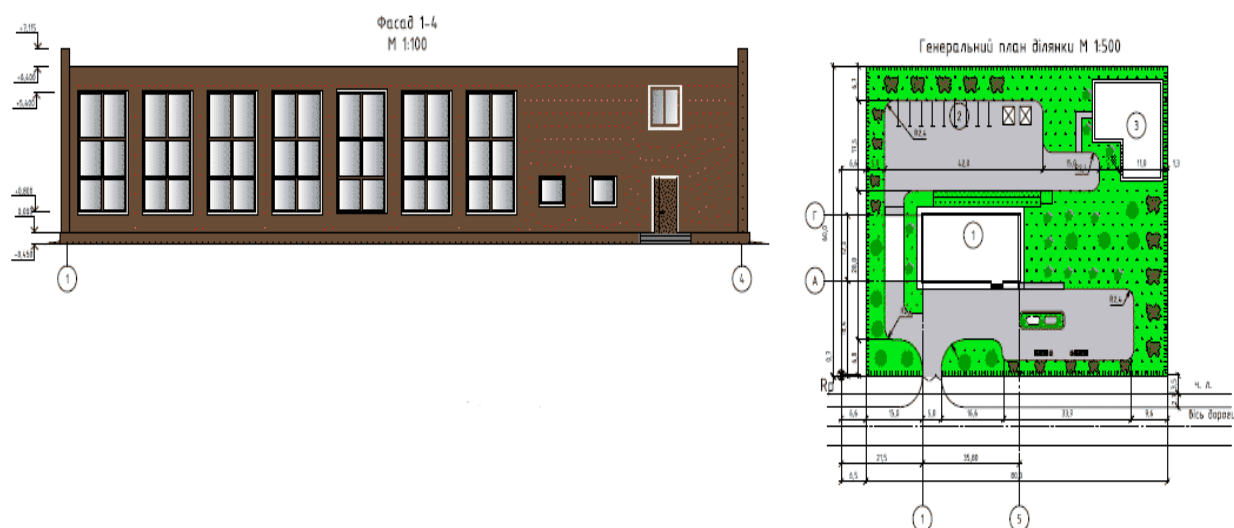


Рисунок 3.1 - Зображення спортивного залу у м.Чернігів.

3.2 Розрахунок теплових втрат приміщень та визначення класу енергоефективності будівлі

Вихідні дані

Визначаємо кліматологічні дані для м. Чернігова [31]:

- тривалість опалювального періоду складає $n_{on} = 187$ діб [32];
- середня температура найхолоднішої п'ятиденки $t_{p.o} = -23$ °C [31].

Температура внутрішнього повітря приймається $t_{вн} = 20$ °C [32].

Коефіцієнт тепловіддачі від внутрішнього повітря до внутрішніх поверхонь стін $\alpha_v = 8,7$ Вт/(м²·K).

Коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні стіни до оточуючого повітря $\alpha_z = 23$ Вт/(м²·K).

Коефіцієнт теплопередачі через вікна (двокамерні склопакети з відстанню між стеклами 8 мм, дерев'яні віконні рами) $K_{вік} = 1,96$ Вт/(м²·K).

Коефіцієнт теплопередачі через зовнішні двері $K_{дв.зовн} = 1,49$ Вт/(м²·K). ??? Вт/(м²·K)

Коефіцієнт теплопередачі через балконні двері $K_{дв.балк} = 1,67$ Вт/(м²·K).

Коефіцієнт теплопередачі через входні двері (виробництва компанії «Алютех») $K_{дв} = 1,0$ Вт/(м²·K).

Висота поверху будинку $H = 6$ м.

Кількість людей які знаходяться в будівлі $n = 55$.

Теплове навантаження системи опалення

Розрахунок теплового навантаження системи опалення має виконуватись за формулою:

$$Q = Q_{стп} + Q_2 - Q_3, \quad (3.1)$$

де $Q_{стп}$ – розрахункові втрати теплоти будинку, кВт;

Q_2 – втрати теплоти трубопроводами, які прокладені в неопалюваних приміщеннях, $Q_2 = 0$ кВт, оскільки всі трубопроводи системи опалення прокладені в опалюваних приміщеннях;
 Q_3 – тепловий потік, який поступає в приміщення через світлопрозорі огороження, від обладнання та людей, кВт.

Теплові втрати будинку

Теплові втрати приміщеннями житлових, громадських та промислових будівель, кВт, розраховуються для холодного періоду року за формулою:

$$Q_{стп} = Q_{оз.і} + Q_{інф} \quad (3.2)$$

де $\Sigma Q_{oz,i}$ – сумарні втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції (зовнішні стіни, вікна, зовнішні двері, підлогу для першого поверху), кВт;

Q_{inf} – витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря, яке надходить до приміщень, кВт.

Втрати теплоти через огорожувальні конструкції

Втрати теплоти через зовнішні огорожувальні конструкції складаються з основних та додаткових і розраховуються для кожного елемента огорожувальної конструкції за формулою

$$Q_{oz,i} = (1 / r_i) F_i \cdot t_i (1 + \Sigma \beta)_i n_i \cdot 10^{-3}, \quad (3.3)$$

або

$$Q_{oz,i} = K_i F_i \cdot t_i (1 + \Sigma \beta)_i n_i \cdot 10^{-3}, \quad (3.3a)$$

де r_i – питомий термічний опір теплопередачі елемента огорожувальної конструкції, (м²·К)/Вт;

F_i – поверхня елемента огорожувальної конструкції, що передає теплоту, м²;

Δt_i – розрахункова різниця температур між внутрішнім та зовнішнім повітрям, °С;

n_i – поправковий коефіцієнт на розрахункову різницю температур, залежить від геометричного положення елемента огорожувальної конструкції або його типу (згідно СНиП 23-02-2003, $n = 1$ для всіх зовнішніх стін даного будинку);

$\Sigma \beta$ – додаткові втрати теплоти в частках до основних;

K_i – коефіцієнт теплопередачі елемента огорожувальної конструкції, Вт/(м² · К).

Термічний опір теплопередачі

$$r_i = \frac{1}{\alpha_{вн}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_z}, \quad (3.4)$$

де $\alpha_{вн} = 8,7$ та $\alpha_z = 23$ – коефіцієнти тепловіддачі для внутрішнього та зовнішнього повітря відповідно, Вт/(м²·К) [31];

δ_i та λ_i – товщина (м) та теплопровідність (Вт/(м·К)) матеріалів окремих шарів огорожень.

Поверхні F_i зовнішніх стін визначаються за зовнішніми розмірами, поверхні вікон – за розмірами у світлі, поверхні перекриття (підлоги) – за внутрішніми розмірами.

Різниця температур Δt_i визначається за рекомендаціями при висоті приміщень $H_n > 4$ м.

Якщо висота приміщення $H_n > 4$ м (наприклад, громадські будівлі), то величина

$$\Delta t = \frac{t_{en} + t_{ze}}{2} - t_{p.o}, \quad (3.5)$$

$$t_{ze} = t_{en} + k (H - 4), \quad (3.6)$$

де t_{en} – температура у верхній зоні приміщення, °С;

t_{ze} – температура у верхній зоні приміщення, °С;

$t_{p.o}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря для проектування опалення, °С;

k – коефіцієнт зростання температури по висоті, який можна прийняти від 0,2 до 1,5 °С/м; H_n – висота приміщення, м. [32].

Різниця температур для приміщень, суміжних із навколишнім середовищем:

$$t_{ze} = 20 + 1 \cdot (6 - 4) = 26 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t = \frac{20 + 26}{2} + 23 = 46 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Згідно з [33] для вертикальних та похилих огорожуючих конструкцій при розрахунковій швидкості зовнішнього повітря (в січні) $\Sigma \beta = 0,05$.

Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій

– Стіни

Теплофізичні характеристики конструкції зовнішніх стін наведено у табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Теплофізичні характеристики будівельних матеріалів

№ шару	Найменування матеріалу	Розрахункові характеристики	
		λ Вт/(м·К)	δ мм
1	Цементно-піщана шпукатурка	1,2	20
2	Цементно-стружкова плита	0,26	35
3	Бетон	0,7	150
4	Пінопласт	0,04	100
5	Цементно-стружкова плита	0,26	35
6	Повітряний простір	0,4	50
7	Личкувальна цегла в півцегли	0,6	120

Термічний опір зовнішніх стін розраховується за формулою (3.4):

$$r_{ст} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{1,2} + \frac{0,035}{0,26} + \frac{0,15}{0,7} + \frac{0,1}{0,04} + \frac{0,035}{0,26} + \frac{0,05}{0,4} + \frac{0,12}{0,6} + \frac{1}{23} = 3,48 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі для стін

$$K_{cm} = \frac{1}{r_{cm}} = \frac{1}{3,48} = 0,287 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

– Покрівля

Теплофізичні характеристики конструкції покрівлі наведено у табл. 3.2.

Таблиця 3.2 - Теплофізичні характеристики будівельних матеріалів

№ шару	Найменування матеріалу	Розрахункові характеристики	
		λ Вт/(м·К)	δ мм
1	Подвійний шар гіпсокартону	0,16	10
2	Повітряний простір	0,4	40
3	Лати з дощок	0,13	25
4	Пароізоляція	0,038	2
5	Утеплювач	0,036	200
6	Повітряний простір	0,4	50
7	Лати з дощок	0,13	25
8	Черепиця	0,27	3

Термічний опір покрівлі розраховується за формулою (3.4):

$$r_{покрів} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,01}{0,16} + \frac{0,04}{0,4} + \frac{0,025}{0,13} + \frac{0,002}{0,038} + \frac{0,2}{0,036} + \frac{0,05}{0,4} + \frac{0,025}{0,13} + \frac{0,003}{0,27} + \frac{1}{23} = 6,45 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Коефіцієнт теплопередачі для покрівлі

$$K_{покрів} = \frac{1}{r_{покрів}} = \frac{1}{6,45} = 0,155 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

– Підлога першого поверху

Площа підлоги, що розташована на ґрунті, поділяється на 4 зони, які паралельні зовнішнім стінам, шириною по 2 м (для першої, другої та третьої зон, а для четвертої – все, що залишилося).

Термічні опори теплопередачі окремих зон не утепленої підлоги (згідно з довідковою літературою [32]) складають:

- для першої зони – $r_1 = 2,15 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$;
- для другої зони – $r_2 = 4,3 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$;
- для третьої зони – $r_3 = 8,6 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$;
- для четвертої зони – $r_4 = 14,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$.

Поверхня підлоги першої зони, яка прилягає до кута приміщення, розміром 2×2 м, враховується 2 рази.

Таким чином, для не утепленої підлоги:

$$\sum \frac{F_i}{r} = \frac{2b_2 + 2a_2}{2,15} + \frac{2(b_2 - 2) + 2(a_2 - 4)}{4,3} + \frac{2(b_2 - 4) + 2(a_2 - 6)}{8,6} + \frac{(b_2 - 6)(a_2 - 6)}{14,2}, \quad (3.8)$$

де b_2 і a_2 внутрішні розміри (довжина і ширина відповідно).

Якщо в конструкції підлоги є утеплювач, теплопровідність якого складає $\lambda_y \leq 1,163$ Вт/(м·К), то підлога вважається утепленою, а термічні опори теплопередачі окремих зон утепленої підлоги розраховуються за формулою:

$$r_{(yn)i} = r_{(nn)i} + \sum \frac{\delta_{yi}}{\lambda_{yi}}, \quad (3.9)$$

де δ_{yi} та λ_{yi} – товщина, м, та теплопровідність, Вт/(м·К), окремих шарів утеплювача відповідно.

В нашому випадку до підлоги першого поверху входить шар утеплювача ROCKWOOL, товщина і теплопровідність якого, відповідно, дорівнюють $\delta_{ym} = 0,1$ м та $\lambda_{ym} = 0,04$ Вт/(м·К). Тоді термічні опори теплопередачі окремих зон утепленої підлоги складають:

- для першої зони – $r_{(yn)1} = 2,15 + \frac{0,1}{0,04} = 4,65$ (м²·К)/Вт;
- для другої зони – $r_{(yn)2} = 4,3 + \frac{0,1}{0,04} = 6,8$ (м²·К)/Вт;
- для третьої зони – $r_{(yn)3} = 8,6 + \frac{0,1}{0,04} = 11,1$ (м²·К)/Вт;
- для четвертої зони – $r_{(yn)4} = 14,2 + \frac{0,1}{0,04} = 16,7$ (м²·К)/Вт.

Таким чином, підставляючи отримані термічні опори теплопередачі окремих зон утепленої підлоги на лагах в формулу (3.6), отримаємо величину $\sum \frac{F_i}{r_i}$, Вт/К, для першого поверху будинку:

$$\sum \frac{F_i}{r_i} = \frac{2 \cdot 34 + 2 \cdot 24}{4,65} + \frac{2(34 - 2) + 2(24 - 4)}{6,8} + \frac{2(34 - 4) + 2(24 - 6)}{11,1} + \frac{(34 - 6)(24 - 6)}{16,7} = 74,63 \frac{\text{Вт}}{\text{К}}.$$

Визначення площ огорожувальних конструкцій приміщення

– Площа вікон

Розміри 1-го типу вікон: 2,2×3,6 м² (12 шт.);

Розміри 2-го типу вікон: 1,5×1,3 м² (2 шт.);

Розміри 3-го типу вікон: 1,4×0,85 м² (1 шт.);

Загальна площа вікон розраховується за формулою:

$$F_{\text{вік}} = n \cdot F_{\text{вік},1} + m \cdot F_{\text{вік},2} + j \cdot F_{\text{вік},3}, \quad (3.10)$$

де $F_{\text{вік},1}$, $F_{\text{вік},2}$, $F_{\text{вік},3}$ – площа одного вікна 1-го, 2-го, 3-го типів, м²;

n , m , j – кількість вікон 1-го, 2-го, 3-го типів, шт.

$$n \cdot F_{\text{вік},1} = 12 \cdot 2,2 \cdot 3,6 = 95,04 \text{ м}^2;$$

$$m \cdot F_{\text{вік},2} = 2 \cdot 1,5 \cdot 1,3 = 3,9 \text{ м}^2;$$

$$j \cdot F_{\text{вік},3} = 1 \cdot 1,4 \cdot 0,85 = 1,19 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{вік}} = 95,04 + 3,9 + 1,19 = 100,1 \text{ м}^2.$$

– Площа зовнішніх дверей

Розміри дверей: 1,4×2,5 м² (1 шт.);

Загальна площа дверей та воріт розраховується за формулою:

$$F_{\text{дв.,вор}} = n \cdot F_{\text{дв}}, \quad (3.11)$$

де $F_{\text{дв}}$ – площа дверей, м²; n – кількість дверей, шт.

$$n \cdot F_{\text{дв}} = 1 \cdot 1,4 \cdot 2,5 = 3,5 \text{ м}^2;$$

– Площа зовнішніх стін

Загальна площа зовнішніх стін розраховується за формулою:

$$F_{\text{ст}} = (P - 4 \delta_{\text{ст}}) \cdot H - F_{\text{вік}} - F_{\text{дв}}, \quad (3.12)$$

де P – периметр будинку, м. $P = 120$ м (визначено з плану будинку);

H – висота об'єкту, м.

Загальна площа зовнішніх стін рівна:

$$F_{\text{ст}} = (120 - 4 \cdot 0,50) \cdot 6 - 15,55 - 12,65 = 604,4 \text{ м}^2.$$

Визначення втрат теплоти через огорожувальні конструкції

Втрати теплоти через вікна

$$Q_{\text{вік}} = K_{\text{вік}} \cdot F_{\text{вік}} \cdot \Delta t \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (3.13)$$

$$Q_{\text{вік}} = 1,96 \cdot 100,1 \cdot 46 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 9,03 \text{ кВт}.$$

Втрати теплоти через зовнішні двері

$$Q_{\text{дв}} = K_{\text{дв.зовн}} \cdot F_{\text{дв.}} \cdot \Delta t \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (3.14)$$

$$Q_{\text{дв.,вор}} = 1,49 \cdot 6,5 \cdot 46 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 0,24 \text{ кВт.}$$

Втрати теплоти через підлогу

$$Q_{\text{нид}} = \sum \frac{F_i}{r_i} (t_{\text{вн}} - t_{\text{п.о}}) n \cdot 10^{-3}, \quad (3.15)$$

$$Q_{\text{нид}} = 74,36 (20 - (-23)) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 3,19 \text{ кВт.}$$

Втрати теплоти через зовнішні стіни

$$Q_{\text{см}} = K_{\text{см}} \cdot F_{\text{см}} \cdot \Delta t \cdot (1 + \Sigma \beta) \cdot n \cdot 10^{-3}, \quad (3.16)$$

$$Q_{\text{см}} = 0,287 \cdot 604,4 \cdot 46 \cdot (1 + 0,05) \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 8,37 \text{ кВт.}$$

Загальні втрати теплоти через огорожувальні конструкції

$$Q_{\text{оз}} = Q_{\text{вск.}} + Q_{\text{дв.,вор}} + Q_{\text{нид.}} + Q_{\text{см}}, \quad (3.17)$$

$$Q_{\text{оз.}} = 9,03 + 0,24 + 3,19 + 8,37 = 20,83 \text{ кВт.}$$

Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря

Як правило, інфільтрація холодного повітря всередину приміщень відбувається крізь наявні в них нещільності в конструкціях світлових і дверних прорізів, за наявності неущільнених стиків стін, а також при виявленні відкритих прорізів у огорожувальних конструкціях. У ході проведення робіт з енергетичного аудиту будівель такі місця тепловтрат виявляються за допомогою вимірювальних приладів або органолептичним методом. Після цього заміряються розміри виявлених щілин (нещільностей) або прорізів, і за допомогою вимірювального обладнання (анемометра) вимірюється значення швидкості повітря, що інфільтрується крізь них.

Для практичних розрахунків під час проведення зазначених робіт інфільтрацію повітря крізь суцільні (без явних тріщин) стінові конструкції обстежуваної будівлі проводити не рекомендується внаслідок їх високого опору до проникнення повітря.

Витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря $Q_{\text{инф}}$, Вт, розраховуються для кожного опалюваного приміщення, яке має одне або більшу кількість вікон чи балконних дверей в зовнішніх стінах, виходячи з необхідності забезпечення підігріву нагрівальними приладами зовнішнього повітря в об'ємі однократного повітрообміну за годину за формулою [32]

$$Q_{\text{инф}} = (1/3600) \cdot c_{\text{нов}} \cdot \rho_{\text{нов}} \cdot F_n \cdot h (t_{\text{вн}} - t_{\text{п.о}}) \cdot k, \quad (3.18)$$

де $c_{\text{нов}}$ – питома масова теплоємність повітря, Дж/(кг·К), яку можна взяти 1005 Дж/(кг·К);

$\rho_{нов}$ – густина повітря, кг/м^3 , яка розраховується за точною формулою [31], або її можна наближено взяти $1,2 \text{ кг/м}^3$;

F_n – площа підлоги приміщення, м^2 ;

h – висота приміщення від підлоги до стелі, м.

k – розрахункова кратність повітрообміну: для кімнат – 0,3; для приміщень з камінами та подібних ним – 0,8.

Висота першого та мансардного поверхів в даному будинку складає $h = 6 \text{ м}$.

Площа приміщення становить $F_{n.пр.} = 875 \text{ м}^2$.

За формулою (3.18) витрати теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря складають:

$$Q_{\text{інф.кім.}} = (1 / 3600) \cdot 1005 \cdot 1,2 \cdot 875 \cdot 6 \cdot (20 - (-23)) \cdot 0,8 = 6050,1 \text{ Вт};$$

Розрахунок витрат теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря через реальні нещільності може втрачати зміст при ущільнених сучасних вікнах та дверях. Отримані значення інфільтрації можуть виявитись настільки малими, що не будуть задовольняти санітарним нормам з повітрообміну. І тоді сучасні виробники пластикових вікон роблять в них спеціальні клапани для збільшення інфільтрації. Інакше кажучи, ми вимушені відкривати квартиру і, тим сами, все рівно збільшуємо інфільтрацію до комфортних умов. Таким чином правильно було б користуватись формулами, отриманими із міркувань досягнення комфортних умов для даного типу приміщення в залежності від кількості людей, режиму їх перебування в приміщенні тощо.

За формулою (3.2) теплові втрати будинку становлять:

$$Q_{\text{втр}} = 20,83 + 6,05 = 26,88 \text{ кВт.}$$

Розрахунки надходжень теплоти до приміщень

Теплота, яка надходить у приміщення від людей, може бути «явна» – $Q_{\text{я}}$ і «прихована» – $Q_{\text{прих}}$, а потік повної теплоти дорівнюватиме сумі потоків «явної» та «прихованої» теплоти, тобто

$$Q_{\text{л}} = Q_{\text{я}} + Q_{\text{прих}}, \quad (3.19)$$

Відповідні потоки, що надходять до приміщення, залежать від потоків, які надходять від однієї людини та кількості людей в приміщенні.

В практичних розрахунках надходження повної теплоти від людей, кВт, розраховують за формулою

$$Q_{\text{л}} = (q \cdot n_{\text{ч}} + 0,85 \cdot q \cdot n_{\text{ж}} + 0,75 \cdot q \cdot n_{\text{о}}) \cdot 10^{-3}, \quad (3.20)$$

де q – надходження повної теплоти від одного дорослого чоловіка, Вт/чол (залежить від температури внутрішнього повітря та характеру виконуваної роботи, яка може бути: легка, робота середньої важкості та важка фізична робота);

$n_{ч}, n_{ж}$, – відповідно кількість чоловіків та жінок в приміщенні.

Для умов громадського приміщення $q=198$ Вт/чол [31].

Надходження теплоти від людей розраховуємо за формулою (3.20)

$$Q_{л} = (198 \cdot 25 + 0,85 \cdot 198 \cdot 15 + 0,75 \cdot 198 \cdot 15) \cdot 10^{-3} = 9,702 \text{ кВт.}$$

Надходження теплоти від електричного освітлення

Надходження теплоти від електричного освітлення розраховують за формулою

$$Q_{осв} = N_{л} \cdot k_{осв} \cdot n_{св}, \quad (3.21)$$

де $N_{л}$ – потужність одного джерела освітлення, Вт;

$k_{осв}$ – коефіцієнт переходу електричної енергії в теплову (лампи розжарення – $k_{осв}=0,95$; люмінесцентні лампи – $k_{осв}=0,4$);

$n_{св}$ – кількість однотипних джерел освітлення.

В приміщенні встановлено 35 стандартних люмінесцентних ламп виробника Philips потужністю 36 Вт.

Надходження теплоти від електричного освітлення становить:

$$Q_{осв} = 36 \cdot 0,4 \cdot 35 = 504 \text{ Вт} = 0,5 \text{ кВт.}$$

Загальні надходження теплоти до приміщень становлять:

$$Q_3 = Q_{л} + Q_{осв} = 9,702 + 0,5 = 10,202 \text{ кВт.}$$

Теплове навантаження на систему опалення розраховується за формулою (3.1):

$$Q = 26,88 + 0 - 10,202 = 16,678 \text{ кВт.}$$

Середня витрата теплоти на опалення

Середня витрата теплоти на опалення розраховується за формулою

$$Q_0^{cp} = Q \frac{t_{вн} - t_{cp.o}}{t_{вн} - t_{p.o}}, \quad (3.22)$$

де $t_{cp.o}$ – середня температура зовнішнього повітря за опалювальний період. Для Чернігова $t_{cp.o} = -0,9^{\circ}\text{C}$.

Тоді:

$$Q_0^{cp} = 16,678 \frac{20 - (-0,9)}{20 - (-23)} = 8,11 \text{ кВт}.$$

Річна витрата теплоти на опалення

Річна витрата теплоти на опалення, кВт·год/рік, розраховується за формулою

$$Q_0^{pich} = Q_0^{cp} \cdot n_{оп} \cdot 24, \quad (3.23)$$

де, $n_{оп}$ – тривалість опалювального періоду, діб;

Q_0^{cp} – середня витрата теплоти на опалення, кВт.

За [31] для м. Чернігова $n_{оп} = 187$ діб. Тоді

$$Q_{0\text{ річ.}} = 8,11 \cdot 187 \cdot 24 = 36381 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{рік}}.$$

Клас енергоефективності будинку

Клас енергоефективності визначається за різницею розрахункових і максимальних теплових втрат.

Розрахунок питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період $q_{буд}$, кВт·год/м², визначається за формулою

$$q_{буд} = \frac{Q_{0\text{ річ.}}}{F_h}, \quad (3.24)$$

де F_h – опалювана площа, м². Для даного будинку складає $F_h = 875$ м².

Отже, за формулою (3.24) питомі тепловтрати становлять

$$q_{буд} = \frac{36381}{875} = 42 \frac{\text{кВт} \cdot \text{год}}{\text{м}^2}.$$

Різниця у відсотках розрахункового або фактичного значення питомих тепловитрат $q_{буд}$ та максимально допустимого значення E_{max} розраховується за формулою

$$[(q_{буд} - E_{max}) / E_{max}] \cdot 100\%, \quad (3.25)$$

де E_{max} – максимально допустиме значення питомих тепловитрат на опалення будинку за опалювальний період, (кВт·год)/м².

За [32] визначаємо максимальну допустиму величину питомих витрат теплоти на опалення, E_{max} , кВт·год/м³.

Для охорони здоров'я закладів величина питомих витрат теплоти на опалення становить $E_{max} = 47$ кВт·год/м³.

Різниця фактичного значення питомих тепловитрат визначається за формулою

$$\left[\frac{(42 - 47)}{47} \right] \cdot 100\% = -10,6\%.$$

Оскільки отримане значення знаходиться в інтервалі $-49 < -29,6 < -10$, то за [32] даний будинок відноситься до класу енергоефективності «В».

3.3 Порівняння результатів розрахунків для традиційної системи та для системи з використанням теплонасосної схеми з рекуператором і рециркуляцією. Визначення економії

Розрахунок витрати теплоти на вентиляцію для традиційної системи:

Визначимо витрати вентиляційного повітря, кг/год:

$$G_{\text{вен.}} = \frac{\rho_n \cdot V_{\text{прим}} \cdot K_{\text{н.об.}}}{3600}, \quad (3.26)$$

де $K_{\text{н.об.}}$ –кратність повітрообміну, 1/год;

ρ_n - густина повітря, кг/ м³;

$V_{\text{прим.}}$ - об'єм приміщення, м³.

Кратність повітрообміну розраховується за формулою :

$$K_{\text{н.об.}} = \frac{L}{V_{\text{прим.}}}, \quad (3.27)$$

де L - кількість зовнішнього (свіжого) повітря, що подається до приміщень, м³ /год;

$$L = L_{i.\text{норм}} \cdot n_i; \quad (3.28)$$

де $L_{i.\text{норм}}$ - нормована витрата зовнішнього свіжого повітря на одну людину;

n_i - кількість людей, що одночасно перебуває в даному приміщенні.

Об'ємна витрата зовнішнього повітря, згідно з нормами вказаними в [32], для приміщення спортивного залу (заняття активною фізичною діяльністю) на одну людину прийнята 80 м³/год., а зал розрахований на одночасне перебування 55 чоловік, тобто:

$$L_3 = 80 \cdot 55 = 4400 \text{ м}^3 / \text{год.}$$

Тоді кратність повітрообміну рівна:

$$K_{\text{н.об.}} = \frac{4400}{5250} = 0,84 \text{ 1/год.}$$

Підставимо отримані значення в (3.26) та отримаємо величину витрати вентиляційного повітря:

$$G_{\text{вен.}} = \frac{1,293 \cdot 5250 \cdot 0,84}{3600} = 1,58 \text{ кг / с.}$$

2. Визначимо витрату теплоти на вентиляцію кВт:

$$Q_{вен.} = G_{вен.} \cdot c_p \cdot (t_2 - t_{p.o.}), \quad (3.29)$$

де c_p - питома ізобарна теплоємність повітря, кДж/(кг·К);

t_2 - температура повітря в приміщенні, °С;

$t_{p.o.}$ - розрахункова температура на опалі, °С.

$$Q_{вен.} = 1,58 \cdot 1,005 \cdot (20 + 0,9) = 68,27 \text{ кВт.}$$

Якщо розрахувати витрату теплоти на вентиляцію враховуючи середню температуру опалювального періоду:

$$Q_{вен.(ср.оп)} = 1,58 \cdot 1,005 \cdot (20 + 0,9) = 33,19 \text{ кВт.}$$

Величину витрати теплоти на опалення використаємо з розділу 3.2 розглянутому раніше. Тоді загальні витрати теплоти, кВт:

$$Q_{заг} = Q_{вен} + Q_{оп}, \quad (3.30)$$

$$Q_{заг} = 68,27 + 16,678 = 84,95 \text{ кВт.}$$

$$Q_{заг(ср.оп)} = 33,19 + 8,11 = 41,3 \text{ кВт.}$$

Загальні витрати теплоти за місяць, кВт·год-міс.:

$$Q_{заг.м} = Q_{заг} \cdot n_{днів} \cdot 24, \quad (3.31)$$

де $n_{днів}$ - кількість робочих днів в місяць, так як об'єкт-спортивний зал, приймаємо середнє значення $n_{днів} = 30$ днів,

$$Q_{заг.м} = 84,95 \cdot 30 \cdot 24 = 61164 \text{ кВт·год.-міс.}$$

$$Q_{заг.м(ср.оп)} = 41,3 \cdot 30 \cdot 24 = 29736 \text{ кВт·год.-міс.}$$

$$\text{або } Q_{заг.м} = 52,59 \text{ Гкал-міс.}$$

$$Q_{заг.м(ср.оп)} = 25,56 \text{ Гкал-міс.}$$

Потужність компресора ТН для теплонасосної схеми з рекуператором і рециркуляцією виразимо з формули:

$$l_{оп+вен} = \frac{L}{Q_{оп+вен}}, \quad (3.32)$$

Тоді:

$$L = l_{оп+вен} \cdot Q_{оп+вен},$$

$I_{\text{оп+вен}}$ розрахуємо за формулою (2.22) при $K_{\text{pec}} = 0,6$; $\eta_{\text{pek}} = 0,5$; $K = 0,2$ використовуючи програму Microsoft Excel.

$$L = 0,0866 \cdot 84,95 = 7,35 \text{ кВт.}$$

$$L_{(\text{cp.on})} = 0,0866 \cdot 41,3 = 3,57 \text{ кВт.}$$

1. Розраховуємо потужність компресора ТН на кількість затраченої електроенергії за місяць кВт · год.-міс.:

$$L_{\text{міс.}} = L \cdot n_{\text{днів}} \cdot 24, \quad (3.33)$$

$$L_{\text{міс.}} = 7,35 \cdot 30 \cdot 24 = 5292 \text{ кВт · год.-міс.}$$

$$L_{\text{міс. (cp.on.)}} = 3,57 \cdot 30 \cdot 24 = 2570,4 \text{ кВт · год.-міс.}$$

Використовуючи дані з [33] вартість електроенергії 1 кВт/год = 1,68 грн., а тарифна послугу централізованого теплопостачання згідно з нормами [34] складає: 1 Гкал = 1719,19 грн. Виконаємо порівняння результатів розрахунків (1) для традиційної системи та (2) для системи з використанням теплонасосної схеми з рекуператором і рециркуляцією, орієнтуючись на цифри при середній температурі опалювального періоду. При (1) варіанті в місяць ми витрачаємо 43943 грн., а при (2) варіанті - 4319 грн. Таким чином ми будемо мати економію коштів в місяць в розмірі 39624 грн.

3.4 Вибір моделі теплового насоса

Сума опалювальних навантажень за розрахункової температури $t_o^p = -20^\circ\text{C}$ для опалення і вентиляції складає $\Sigma Q = 84,95 \text{ кВт}$.

Обираємо напівпромислову модель теплового насоса PUNZ-RP 250 YHA 2 для повітряного опалення та вентиляції «повітря-повітря» виробництва компанії «Mitsubishi Electric» (Японія) [35]. Обраний тепловий насос виконаний у вигляді моноагрегату зовнішньої установки. Тепловий насос зображено на рис. 3.2.



Рисунок 3.2 - Повітряний тепловий насос для повітряного опалення та вентиляції «повітря-повітря» моделі PUNZ-RP 250 YHA 2

Характеристику теплового насоса изображено на рис. 3.3 витяг з [35].

Service Ref.			PUHZ-RP200YHA2		PUHZ-RP250YHA2	
Mode			Cooling	Heating	Cooling	Heating
Power supply (phase, cycle, voltage)			3 phase 50Hz, 400V			
Running current			7.70	8.90	9.50	11.1
Max. current			19			
External finish			Munsell 3Y 7.8/1.1			
Refrigerant control			Linear Expansion Valve			
Compressor			Hermetic			
Model			ANB52FFJMT			
Motor output			kW			
Starter type			Inverter			
Protection devices			HP switch, Comp. Shell thermo			
Crankcase heater			W			
Heat exchanger			Plate fin coil			
Fan (drive) × No.			Propeller fan × 2			
Fan motor output			kW			
Airflow			m ³ /min(L/s)			
Defrost method			Reverse cycle			
Noise level			Cooling	dB	58	58
			Heating	dB	59	59
Dimensions			W	mm(in.)	950(37-3/8)	950(37-3/8)
			D	mm(in.)	330 + 30(13+1-3/16)	330 + 30(13+1-3/16)
			H	mm(in.)	1,350(53-1/8)	1,350(53-1/8)
Weight			kg(lbs)			
Refrigerant			R410A			
Charge			kg(lbs)			
Oil (Model)			L			
Pipe size O.D.			Liquid	mm(in.)	9.52(3/8)	12.7(1/2)
			Gas	mm(in.)	25.4(1)	25.4(1)
Connection method			Indoor side: Flared, Outdoor side: Flared & Brazing			
Between the indoor & outdoor unit			Height difference: Max. 30m, Piping length: Max. 120m			

Рисунок 3.3 - Витяг з інтернет-ресурсу характеристики обраного теплового насосу.

На рис. 3.4 наведено графіки корекції теплового навантаження та потужності на компресор в залежності від температури навколишнього середовища.

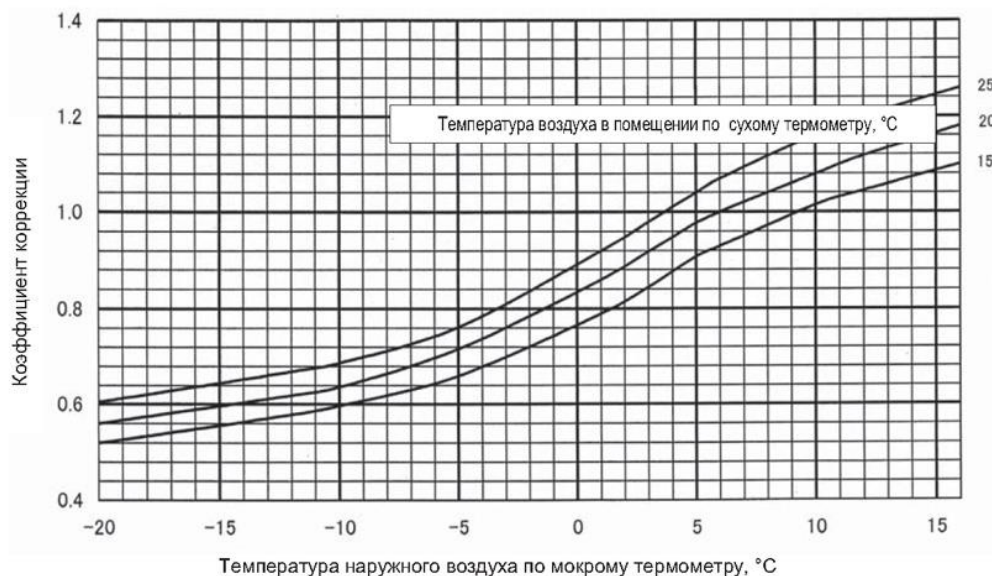


Рисунок 3.4 – Графік корекції теплового навантаження та потужності на компресор в залежності від температури навколишнього середовища

3.5 Висновки до розділу 3

Використання комбінованої теплонасосної установки в спортзалі для повітряного опалення та вентиляції обумовлюється попереднім утепленням будівлі, тобто зменшенням теплових втрат через зовнішні огороження шляхом їх додаткової ізоляції та заміною старих радіаторів на електричні тепловентилятори.

Застосування теплонасосної системи для даного об'єкта дозволить більш гнучко регулювати власні потреби на опалення, вентиляцію у порівнянні з централізованим теплопостачанням, наприклад, влітку система може працювати не в повну потужність на опалення при потребі, а в основному на кондиціювання, що призведе до ще більшої економії комунальних витрат протягом опалювального періоду.

Виконавши порівняння результатів розрахунків (1) для традиційної системи та (2) для системи з використанням теплонасосної схеми з рекуператором і рециркуляцією, орієнтуючись на цифри при середній температурі опалювального періоду. При (1) варіанті в місяць ми витрачаємо 43943 грн., а при (2) варіанті - 4319 грн. Таким чином ми будемо мати економію коштів в місяць в розмірі 39624 грн.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СИСТЕМИ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ В СПОРТИВНОМУ ЗАЛІ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗБЕЧЕННЯ SOLIDWORKS ТА 3DS MAX

Цей розділ, призначений для дослідження теплонасосної системи, що використовується для опалення в зимовий період та для вентиляції приміщення в літній період. Для дослідження об'єктом теплопостачання обрано спортивний зал в Чернігові. За допомогою програм «SolidWorks», «3ds Max» було здійснено моделювання зазначеного об'єкту та процесу повітряного опалення в приміщенні. Використавши функцію «Flow Simulation» програми SolidWorks було отримано розподіл температур та швидкостей в приміщенні для кожного експерименту. Було проведено три експерименти з використанням тільки теплонасосної схеми та наступні два з використанням електричних тепловентиляторів та вентиляторів.

Вихідні дані:

- 1) геометричні розміри спортивного залу $25 \times 35 \times 6$ м;
- 2) товщина стін спортзалу 600 мм;
- 3) три типорозміри вікон: $1,8 \times 5,2$ (12 одиниць); $1,3 \times 1,5$ (2 одиниця); $1,8 \times 2,0$ (1 одиниця);
- 3) встановлено чотири електричних тепловентиляторів;
- 4) встановлено шість вентиляторів;
- 5) повітря в приміщення від теплонасосної системи опалення та вентиляції з температурою $T=299,2\text{K}$ (температура прийнята на основі досліджень при зовнішній температурі 273 K)

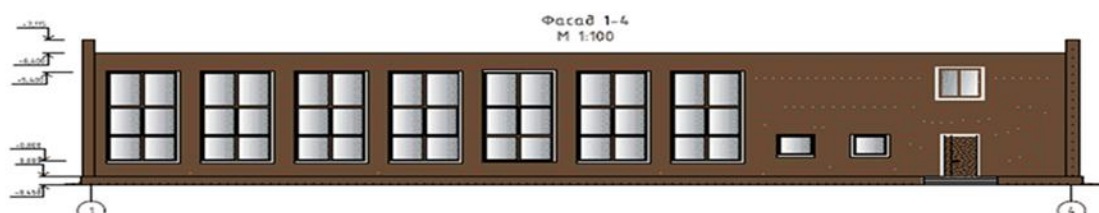


Рисунок 4.1 - Прототип об'єкту теплопостачання взято з інтернет ресурсу

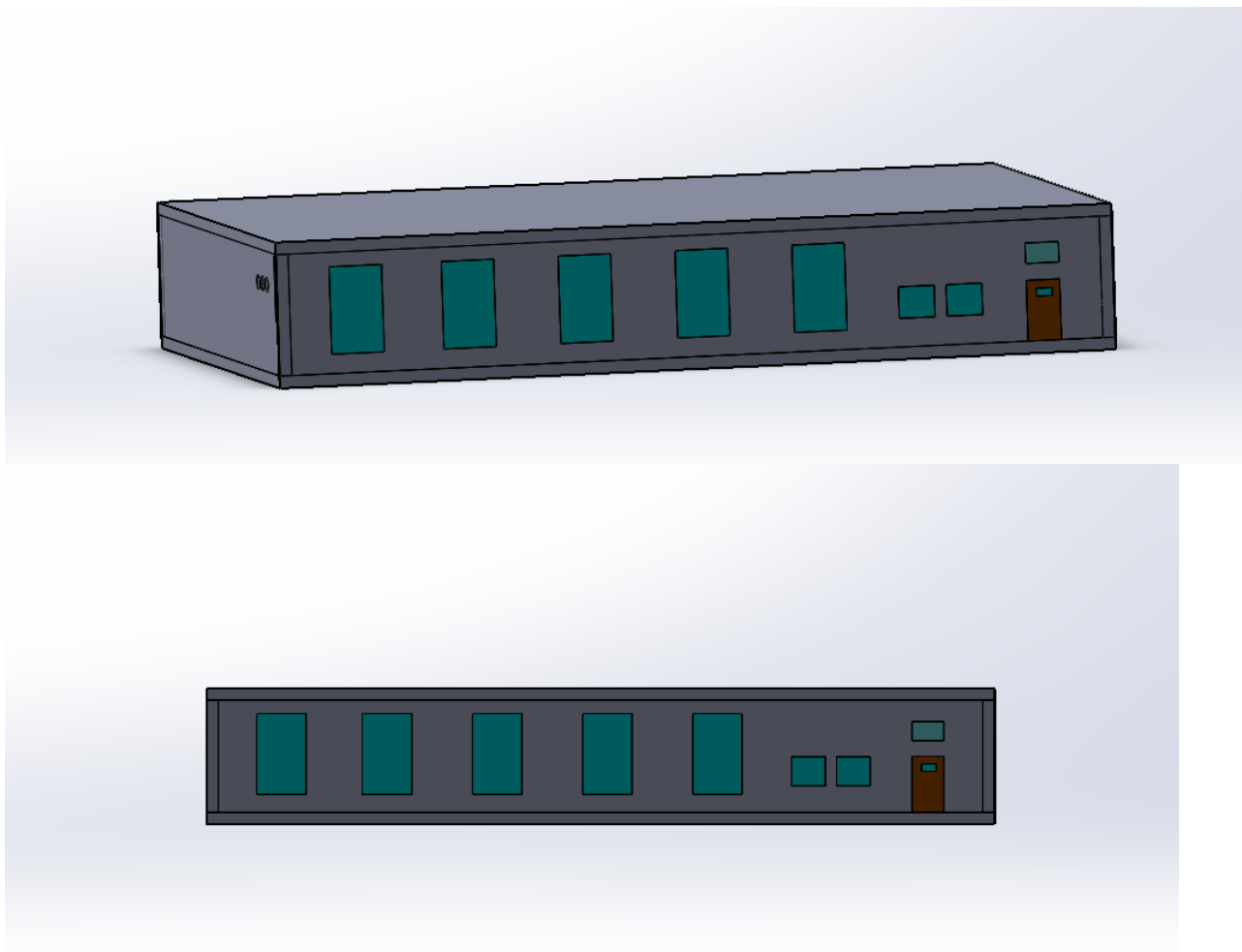


Рисунок 4.2 - Модель спортивного залу в м. Чернігів («SolidWorks»)

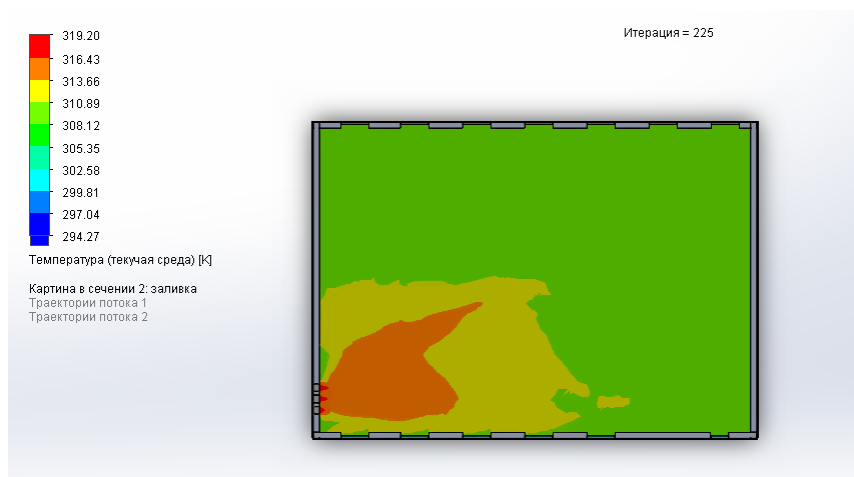


Рисунок 4.3 - Спортивний зал з теплонасосною системою («3ds Max»)

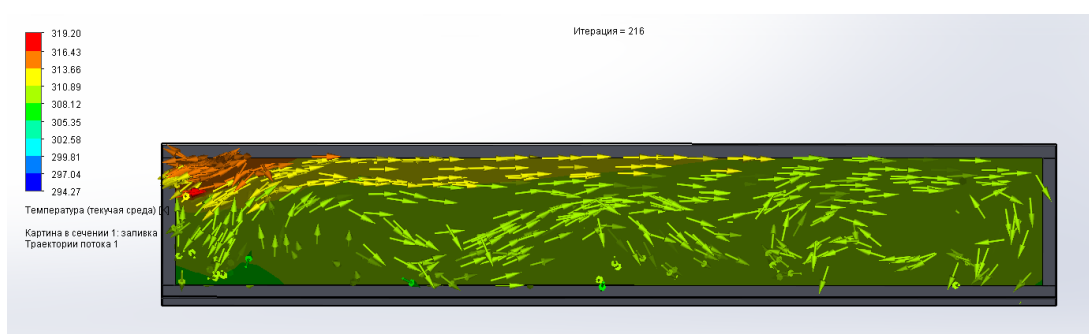
4.1 Експеримент 1: використання теплонасосної системи з трьома патрубками підведення та відведення повітря

В даному досліді використовуємо розроблену систему вентиляції та опалення приміщення, однак повітряні електронагрівачі та вентилятори вимкнено. Подача теплового повітря до приміщення здійснюється через три патрубки, які розташовані на західній стіні спортивного залу. Відведення повітря відбувається за допомогою трьох патрубків, що розташовані на східній стіні об'єкту теплопостачання. Задано: масову витрату повітря на вході в спортивний зал $G_{\text{вен.}} = 1,58 \text{ кг / с.}$ див. розділ 3.3.; через дверну квартиру циркулює повітря.

Отримані результати розподілу температур та швидкостей в спортивному залі наведено на рис.4.4,4.5



а)



б)

Рисунок 4.4 - Результати температурного розподілу повітря в спортивному залі : а) розріз приміщення горизонтальний; б) розріз приміщення поперечний;

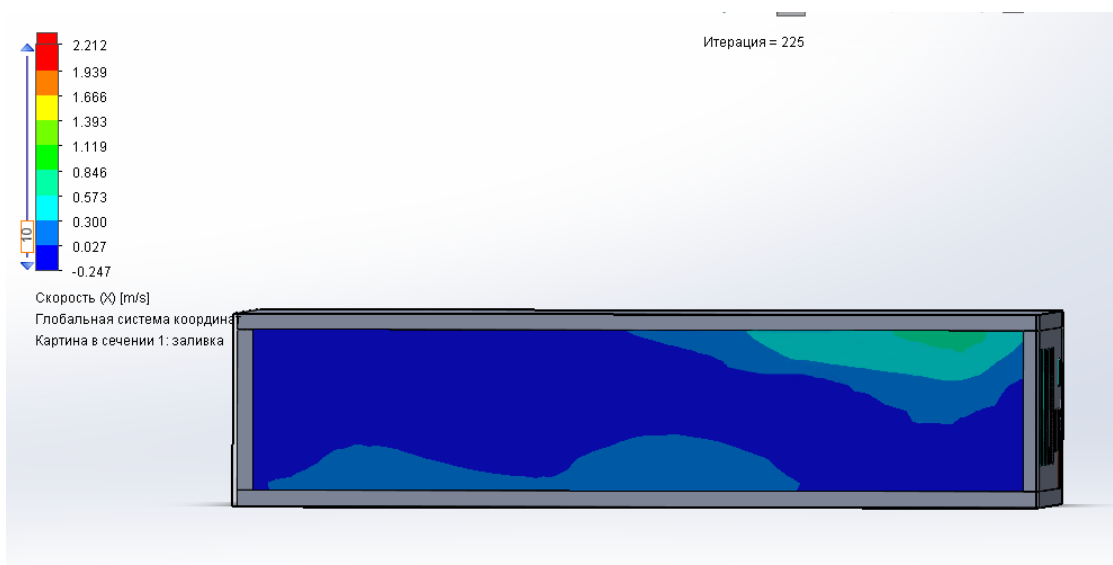


Рисунок 4.5 - Результаты розподілу швидкостей повітря в спортивному залі

З отриманих результатів експерименту 1, які зображено на рис.4.4 ми спостерігаємо комфортну температуру в приміщенні. Однак присутні певні ділянки де температура перевищує комфортну і необхідно вжити заходи для рівномірного розподілу теплого повітря всередині спортивного залу. Розподіл швидкостей на рис.4.5 ми бачимо в основному швидкість повітря зі значенням 0,027 м/с, для приміщень громадського типу вона не повинна перевищувати 0,3 м/с [36]. В наступних дослідках ми маємо змогу підвищити швидкість в межах до зафіксованого максимуму для покращення умов перебування людей в спортивному залі.

4.2 Експеримент 2: використання попередньо заданих умов та доповнення чотирма повітряними електронагрівачами

На основі попередньо отриманих результатів приймаємо рішення увімкнути повітряні електронагрівачі, які перебувають в резерві. Розташування резервного обладнання та вентиляторів зображено на рис.4.6.

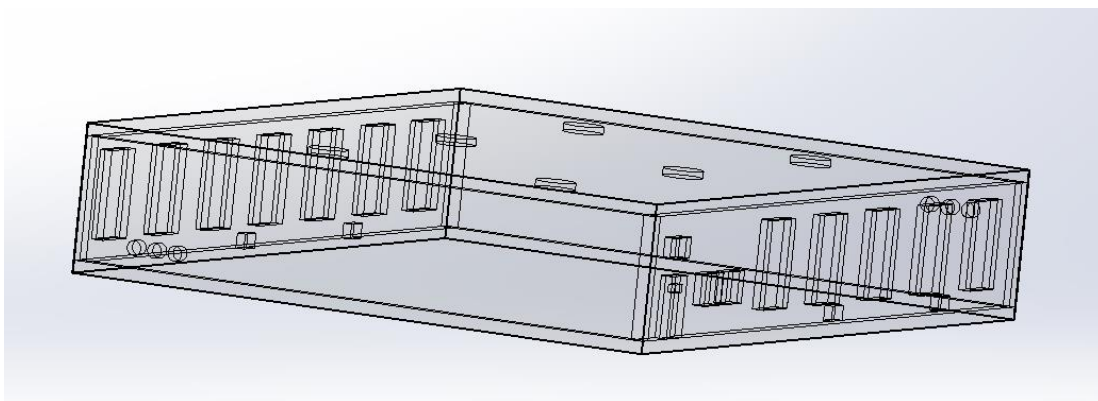


Рисунок 4.6 - Корпус спортивного залу з відображенням повітряних електронагрівачів

Після проведеного розрахунку програмою виведено результати та зображено на рис.4.7,4.8.

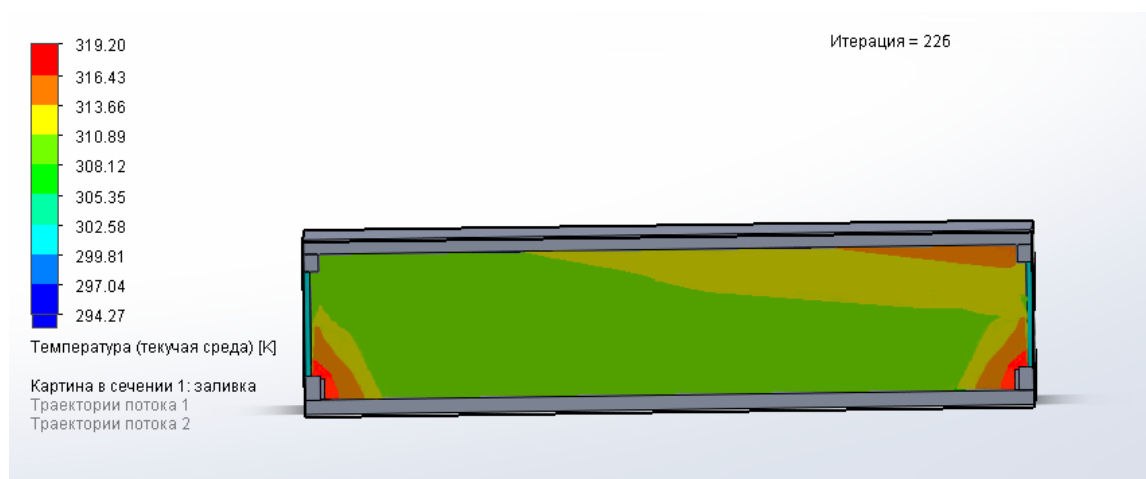


Рисунок 4.7 - Температурний розподіл повітря в спортивному залі з використанням повітряних електронагрівачів

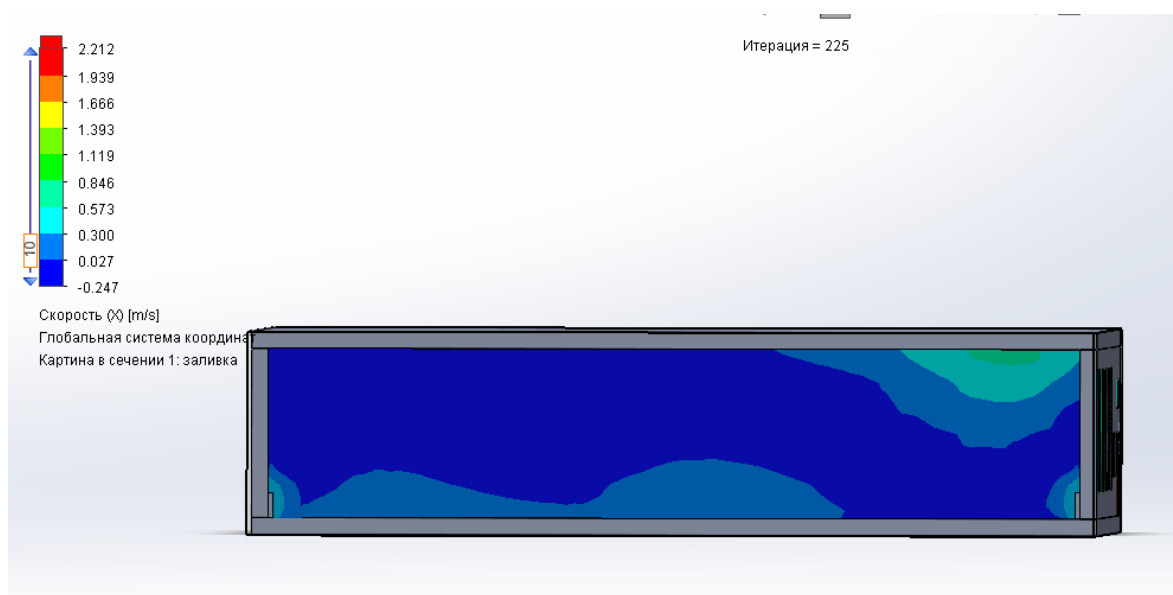


Рисунок 4.8 - Розподіл швидкості повітря в приміщенні спортивного залу

В результаті використання повітряних електронагрівачів ми спостерігаємо збільшення ділянок з підвищеною температурою повітря всередині спортивного залу. Бажаний результат розподілу температур не було досягнуто. Необхідно використати встановленні вентилятори, що було вимкнено для кращого розповсюдження теплого повітря по спортзалу.

Другий експеримент має право на існування при більш низьких температурах навколишнього середовища, при таких умовах втрати теплоти будуть більші і кількість теплого повітря необхідно буде забезпечити більше.

4.3 Експеримент 3: використання попередньо заданих умов та доповнення шістьма вентиляторами

В даному експерименті було передбачено шість вентиляторів (тип вентилятора та потужність було обрано з стандартної бібліотеки «SolidWorks»). Повітряні електронагрівачі залишаються ввімкненими. Така постановка задачі дозволить нам пересвідчитись, що при увімкненні, як основної теплонасосної системи так і резервних повітряних електронагрівачів ми отримаємо позитивний результат і таке комбінування обладнання зможемо використати в зимовий період року. Розташування та тип вентиляторів зображено на рис. 4.9.

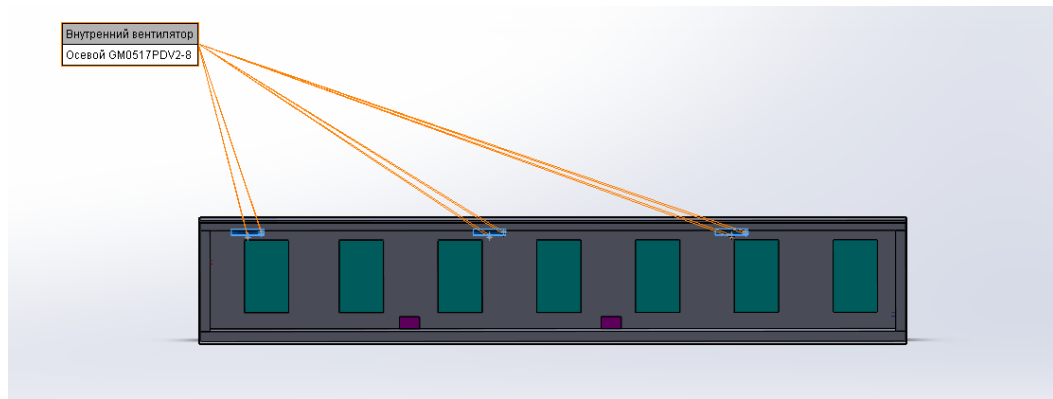


Рисунок 4.9 - Розташування вентиляторів в приміщенні та їх тип

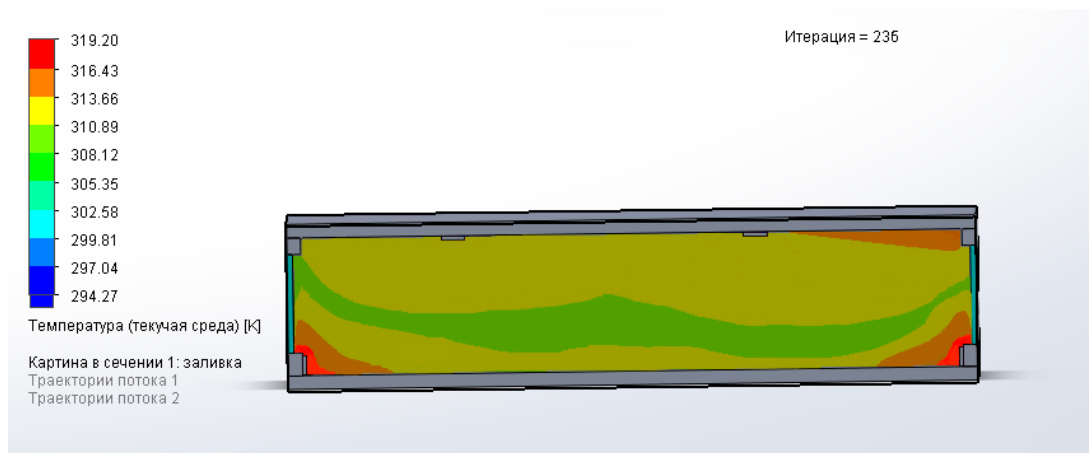


Рисунок 4.10 - Температурний розподіл повітря в приміщенні при ввімкнених вентиляторах

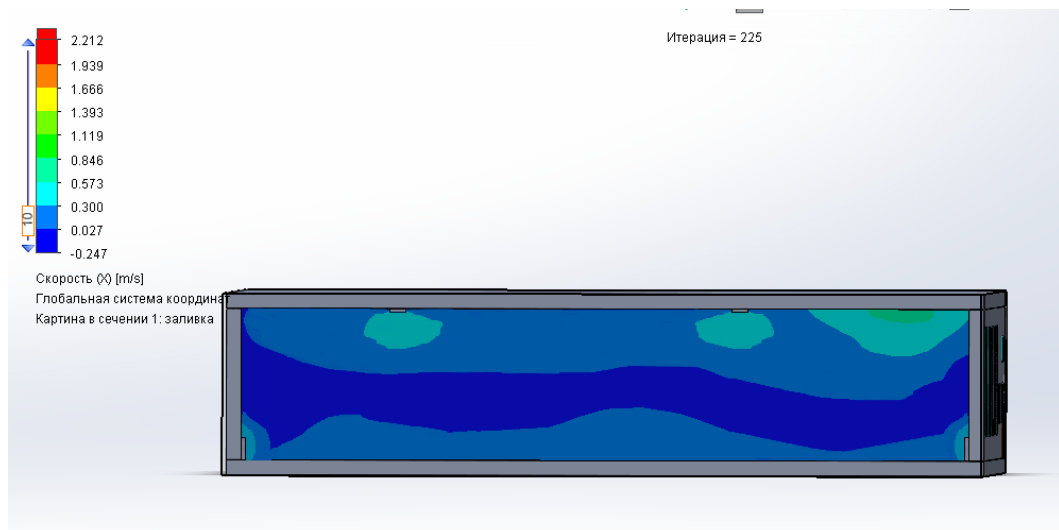


Рисунок 4.11 - Результат розподілу швидкостей в приміщенні спортивного залу при ввімкнених вентиляторах

При ввімкнених вентиляторах ми спостерігаємо позитивну динаміку в розподілі температур повітря в спортзалі, що показано на рис.4.10. Для зафіксованих умов навколишнього середовища ми можемо не використовувати повітряні електронагрівачі (залишити їх резервними до більш холодних температур). Розподіл швидкості повітря (рис.4.11) по спортзалу знаходиться в допустимих межах.

4.5 Висновки до розділу 4

В розділі 4 було здійснено моделювання процесу повітряного опалення та вентиляції за допомогою ТНУ . Було проведено три експерименти, що відрізняються між собою кількістю використаного обладнання. Початкові дані фіксувалися на основі результатів попередньо проведеного дослідження теплонасосної системи та геометричних даних про будівлю.

В результаті моделювання було визначено коректне поєднання встановленого обладнання для літньої та зимової пори року. Застосування ТНУ для обраного об'єкта надає нам можливість більш гнучко регулювати потреби споживачів на вентиляцію і опалення у порівнянні з централізованим теплопостачанням, оскільки регулювання температурою в приміщенні відбувається швидше. Завдяки використанню «SolidWorks», а особливо функції «Flow Simulation» ми маємо змогу на стадії проектування та розробки перевірити ефективність обраної системи та обраних рішень для задоволення потреб споживачів.

5 РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЄКТУ

5.1 Резюме проєкту

Ідеєю проєкту є створення виробництва повітряних теплонасосних систем з застосуванням: теплових насосів типу «повітря-повітря»; рекуператора теплоти та забезпеченням рециркуляції повітря, з метою утилізації теплоти вентиляційних викидів для забезпечення потреб споживачів у тепlopостачанні.

Напрямок діяльності створюваного підприємства – виробництво ТНУ, теплових насосів типу «повітря-повітря»; рекуператора теплоти та забезпеченням рециркуляції повітря.

Для реалізації проєкту планується створення нового виробництва з використанням альтернативних джерел енергії (теплових насосів), для чого передбачається: орендування приміщення для зборки та підготування для влаштування систем на об'єкти; створення робочої команди, що скрадатиметься з 1 проєктувальника, 3 монтажників та 1 менеджера по проєкту.

Основними споживачами являються приватні будинки та житлові комплекси (спеціалізовані компанії з будівництва житлових комплексів; компанії, що займаються реконструкцією систем тепlopостачання будинків з переходом на альтернативну енергетику; підприємства в інших районах країни) та державні та громадські приміщення (державні підприємства та заbudови; підприємства громадського вжитку). Планується в перший рік введення проєкту в дію виробити 6 одиниць продукції. Передбачувана частка ринку, зайнята продукцією даного проєкту складає близько 15%.

Конкурентною перевагою є те, що в Україні відсутні подібного роду підприємства з розробки саме таких ТНУ, а тим паче підприємства, що забезпечують стабільні режими роботи ТН у холодний період року виключно за рахунок удосконаленої схеми установки. Теплові насоси типу «повітря-повітря» зазвичай покривають використовуються тільки при помірному кліматі, тобто частко залишається використання централізованого тепlopостачання. У якості теплових насосів використовуються промислові моделі серії PUNZ від японського виробника «Mitsubishi Heavy Industries» та резервні повітрянагрівачі, о будуть використовуватися в найхолодніший період року.

Для реалізації проєкту необхідно інвестувати 2531 тис. грн. Період окупності інвестиційних відрахувань складає всього 2,05 років, індекс рентабельності інвестицій в проєкт за 5 років становить 5,62 одиниці, а рівень беззбитковості за проєктом може бути досягнений у перший же рік введення проєкту в дію.

5.2 Канва моделі стартап-проєкту

У табл. 5.1 зведені основні позиції, з яких формується модель даного стартап-проєкту. Кожна позиція окремо розглядається у подальших пунктах даного розділу.

Таблиця 5.1 – Канва моделі стартап-проєкту

КЛЮЧОВІ ПАРТНЕРИ	КЛЮЧОВІ ВИДИ ДІЯЛЬНОСТІ	ЦІННІСНІ ПРОПОЗИЦІЇ	ВЗАЄМОВІДНОС ИНИ ЗІ СПОЖИВАЧАМИ	СПОЖИВЧІ СЕГМЕНТИ
Ключовими партнерами є підприємства для запуску проєктів, конкуруючі та неконкуруючі підприємства, що залучені до паливно-енергетичного сектору та займаються питаннями утилізації та переробки побутових відходів, а також безпосередні споживачі. Підприємства повинні надавати ключовий ресурс, тобто відходи для їх подальшої переробки. Крім цього повинні надаватись кваліфіковані кадри для проведення досліджень.	Запровадження інноваційної технології утилізації теплоти вентиляційних викидів; налагодження ринкових відносин з виробниками; оновлення вітчизняної технологічної бази; впровадження ТН в житловий сектор країни	Зменшення комунальних витрат. Надання можливості більш раціонального використання природних ресурсів, покращення екологічної ситуації. Встановлення економічно виправданого підґрунтя для застосування теплових насосів.	Кожен споживчий сегмент очікує стабільної роботи системи. Разом з цим споживачі розраховують на надійність, прибутковість та екологічність запропонованої технології	Багатопрофільні підприємства (спеціалізовані компанії з виробництва пластмас; компанії, що займаються постачанням полімерної сировини для підприємств; підприємства в інших районах країни), багатосторонні платформи (державні підприємства та забудови; підприємства теплопостачання та виробництва електроенергії)
	КЛЮЧОВІ РЕСУРСИ Близькість від основних транспортних вузлів та інженерних мереж, наявність альтернативних джерел сировини, стабільність ціни на продукцію		КАНАЛИ ЗБУТУ Канали збуту можуть бути нульового рівня та однорівневими.	

Продовження табл. 5.1

СТРУКТУРА ВИТРАТ	ПОТОКИ НАДХОДЖЕННЯ ДОХОДІВ
Стартап-проект передбачає інвестиційні та виробничі витрати, з яких придбання устаткування є найбільш дорогим ключовим ресурсом. Найбільших затрат серед ключових видів діяльності вимагає організація діяльності та запуск проекту	У проекті генеруються позитивні потоки доходів ($NPV = 81121 > 0$). Індекс рентабельності інвестицій в проект є привабливим і складає $ROI = 13,75 > 1$.

5.3 Організація проекту

Ціль даного проекту лежить у створенні систем теплопостачання та вентиляції житлових приміщень та приміщень громадського вжитку за рахунок використання альтернативних джерел енергії – теплових насосів.

Напрямок діяльності створюваного підприємства – виробництво повітряних теплонасосних схем з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря.

Для реалізації проекту планується створення нового виробництва, для чого передбачається оренда приміщення, забезпечення необхідними деталями для монтажу даних систем.

Виробництво засновано на використанні інноваційних технологій, що дозволить зменшити використання первинних джерел теплоти, отримати економію порівняно з централізованим теплопостачанням та зменшити витрати.

Також слід виділити наукові дослідження, передбачені проектом, з метою отримання корисної теплової енергії під час утилізації теплоти вентиляційних викидів. Дану енергію планується використовувати для потреб теплопостачання та вентиляцію.

Проект буде являти собою товариство обмеженої відповідальності з створення та монтажу даних систем у майбутньому з перспективою удосконалення та розширення сегменту споживачі. За галузевою належністю проект можна віднести до легкої промисловості та паливно-енергетичного сектору. Для підприємства даний проект являється стартапом, оскільки подібні технічні рішення досі не мають широкого застосування в межах нашої країни. Разом з цим проект є шляхом оновлення технологій повітряного опалення та вентиляції на базі ТН типу «повіря-повітря».

5.4 Ключові види діяльності проекту

1 Вид проекту за характером інновацій:

- запровадження нової технології – створення систем повітряного опалення та вентиляції з використанням ТН, отримано позитивний результат при використанні даної системи в зимовий період року. Застосування теплових насосів для задоволення власних потреб у тепlopостачанні;
- організаційні інновації – впровадження даної інноваційної технології дозволить знизити техногенний вплив людства на планету; покращити умови проживання споживачів;

2 Спрямованість проєкту:

- випуск систем тепlopостачання на базі ТН, конкурентоспроможної на вітчизняному ринку (прямою ціллю проєкту є не випуск систем тепlopостачання на базі ТН. Це дозволить споживачеві зекономити на купівлі невідновлюваних джерел теплоти використовуються при централізованому тепlopостачанні);
- оновлення вітчизняної технологічної бази (оновлення структури повітряних теплонасосних систем, впровадження шляхів підвищення енергетичної ефективності);
- збільшення обсягів виробництва (з кожним роком збільшувати кількість виготовлених одиниць для забезпечення все більшої кількості споживачів);
- економія енергоресурсів (застосування теплових насосів дозволить знизити витрати палива за рахунок утилізації безкоштовної теплоти вентиляційних викидів, що приведе до зменшення енергозалежного статусу нашої країни.);
- поліпшення стану навколишнього середовища (скорочення шкідливих викидів в атмосферу що виникають при спалюванні палива.

3 Висновок щодо науково-технічного рівня ідей:

- на рівні кращих світових аналогів (дана технологія не є новою в масштабах світу. Провідні країни вже давно використовують повітряні теплонасосні системи для опалення та вентиляції приміщень Також застосування теплових насосів у промисловості набуло високого значення серед європейських країн);
- присутня невелика кількість аналогів в Україні (В нашій країні присутній досвід використання подібних систем але дуже не значний і потребує розширення та розвитку);
- перевищує існуючі в Україні аналогічні розробки за окремими показниками (у нашій країні присутні схеми з утилізації вентиляційних викидів але більш простої конфігурації та з недоліками роботи ТН при низьких температурах зовнішнього повітря) .

4 Основні процеси, що входять до стартап-проєкту, наведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Основні процеси стартап-проєкту

Група процесів	Процес	Ступінь опрацювання процесу	
		є реалізованим	буде реалізованим
Розробка систем	Розробка і конструювання систем		+
	Розробка і конструювання процесу		+
	Технологічна підготовка виробництва		+
Вимоги споживачів	Дослідження розвитку ринку	+	
	Організація маркетингу і продажів		+
Виконання замовлень	Забезпечення і матеріально-технічний збут		+
	Планування і управління виробництвом		+
	Виробництво систем		+
Обслуговування споживача	Післяпродажне обслуговування		+
	Повернення систем		+

5.5 Ціннісні пропозиції та споживачі

1 Зміст ідеї стартап-проєкту подано у вигляді табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Зміст ідеї стартап-проєкту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Сегменти споживачів	Цінність для споживачів
1	2	3	4
Створення удосконалених систем теплопостачання та вентиляції з утилізацією теплоти вентиляційних викидів,	1. Використання для теплопостачання житлових комплексів та споруд громадського вжитку	Державні установи, бюджетні організації, споживачі товарів промислового призначення	Зменшення витрат на комунальні послуги; екологічність; зниження рівня енергозалежності; простота в використанні
	1. Використання для вентиляції та	Державні установи, бюджетні	Зменшення витрат на комунальні послуги;

Продовження табл. 5.3

1	2	3	4
використання теплових насосів для забезпечення власних потреб у теплопостачанні	кондиціонування житлових комплексів та споруд громадського вжитку	організації, споживачі товарів промислового призначення	екологічність; зниження рівня енергозалежності; простота в використанні

2 Характер формування споживчої цінності проекту:

- покращення задоволення існуючих потреб (пов'язано з тим, що на даний момент існує велика кількість житлових секторів залежних від ціноутворенні вартості газу, яка на даний період дуже не стабільна та завищена. При використанні запропонованої системи цей недолік зменшується -енергетичного сектору нашої країни дозволить житловому сектору зекономити на власних потребах у теплопостачанні);
- здешевлення задоволення існуючих потреб (використання запропонованих систем дозволить зменшити витрати на комунальні послуги порівняно з центральним теплопостачанням);
- формування та задоволення нових потреб (одним із напрямів розвитку даного стартап-проекту є задоволення потреб у теплопостачанні шляхом утилізації теплоти вентиляційних викидів з використанням запропонованої ТНУ і подальшого виробництва корисної теплової енергії).

3 Аналіз ідеї стартап-проекту наводиться в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Аналіз ідеї стартап-проекту

Техніко-економічні характеристики ідеї	Продукція конкурентів			W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
	Мій проєкт	Конкурент (електронагрівач)	Аналог (ТН «повітря-повітря»)			
1	2	3	4	5	6	7
Розташування	Близьке	Близьке	Близьке	-	-	Відсутність проблем з транспортуванням

Продовження табл. 5.4

1	2	3	4	5	6	7
Характер поставок	Оптові поставки, прямі договори	Оптові поставки, прямі договори	Оптові поставки, прямі договори	-	-	Процес поставок не займає багато часу
Вид продукції	Теплова енергія	Теплова енергія	Теплова енергія	Необхідно додаткове обладнання	Однаковий вид продукції	Зменшення енергетичних витрат
Якість	Висока	Середня	Середня	-	-	Визначено за результатами попереднього аналізу
Ціна	0,4 грн/кВт	1,60 грн/кВт	0,5 грн/кВт	Ціна не є значно нижчою	Ціна знаходиться на рівні конкурента та аналога	Характер поставок нівелює вищу ціну продукції
Доля ринку	5% (визначено за попереднім аналізом)	15%	20%	На етапі становлення доля ринку буде низькою	-	-

4 Технологічний аудит ідеї стартап-проєкту наведений в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 – Технологічний аудит ідеї стартап-проєкту

Ідея проєкту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
Виробництво теплової енергії	Прямий нагрів повітря в приміщенні	Система укомплектується з готових деталей. Збір відбувається при встановленні на обраному об'єкті.	У якості основного технологічного комплексу будуть використовуватися теплові насоси типу «повітря-повітря»; рекуператори алюмінієві пластинчастого типу
Утилізація теплоти викидного повітря	Встановлення рекуператора та рециркуляції повітря		
Обрана технологія реалізації ідеї проєкту: система згідно з ідеєю проєкту буде виготовлено за вже відомою технологією, що знайшла широкого розповсюдження у провідних країнах світу. Як наслідок, дану технологію розробляти не потрібно, проте існує вірогідність у її доопрацюванні та налаштуванні під українські реалії. Авторам проєкту дана технологія може бути доступною за наявності належного фінансування.			

5 Аналіз сильних та слабких сторін, а також можливостей і загроз, стартап-проєкту зведено в табл. 5.6.

Таблиця 5.6 – SWOT-аналіз стартап-проєкту

Сильні сторони (S): <ul style="list-style-type: none"> – Доступність комплектуючих – Висока ефективність утилізації теплоти – Простота в використанні та реалізації – Великий термін експлуатації – Можливість використання нічного тарифу 	Слабкі сторони (W): <ul style="list-style-type: none"> – Ціна не є значно нижчою за ціну конкурентів та аналогів – На етапі становлення доля ринку буде низькою – Громісткість системи порівняно з аналогом
Можливості (O): <ul style="list-style-type: none"> – Виробництво конкурентоспроможної продукції – Розвиток технології отримання корисної теплової енергії шляхом утилізації теплоти викидного повітря – Залучення закордонних інвесторів для створення дослідницьких центрів – Створення інноваційних технологій у даній сфері, їх патентування 	Загрози (T): <ul style="list-style-type: none"> – Поломка обладнання – збільшення простоїв і затрат на ремонт – Новизна технології – збільшення затрат на освоєння, зниження об'ємів виробництва – Недостатня надійність – збільшення аварійності технології

5.6 Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту даного стартап-проєкту зведено в загальну табл. 5.7.

Таблиця 5.7 – Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

Сегмент споживачів	Особливості поведінки	Вимоги споживачів	Канали збуту	Інші аспекти взаємовідносин
1	2	3	4	5
Житлові комплекси та громадські будівлі (спеціалізовані компанії з	Загальний стан економіки в країні і наявність установленої купівельної здатності	- швидкість прогріву приміщень - простота в використанні	Канали збуту нульового рівня, тобто ТН укомплектовані з.	Підприємства з будівництва житлових комплексів можуть виявитись технічно

Продовження табл. 5.7

1	2	3	4	5
будівництва житлових комплексів; компаній, що займаються реконструкцією громадських та житлових будинків;)	населення, оскільки запропонований у даному проєкті може складатися договір з підприємствами, оскільки не кожен з населення може дозволити собі встановлення ТН	- наявність альтернативних джерел теплоти - стабільність ціни на продукцію	складниками розробленої схеми. передається замовнику.	нездатними на встановлення систем, надаємо спеціалістів на монтаж.

5.7 Обґрунтування ресурсів та витрат проєкту

Обґрунтування ресурсів та витрат проєкту наведено в табл. 5.8 – 5.12.

Таблиця 5.8 – Визначення ціни

Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на продукцію	Розрахункова ціна продукції
1,6 грн/кВт	0,5 грн/кВт	129255 грн/міс	0,4 – 4 грн/кВт	0,4 грн/кВт

Таблиця 5.9 – Визначення обсягу виробництва продукції

Показник	Значення по роках				
	2019	2020	2021	2022	2023
Загальна потреба в продукції	2000 шт	2500 шт	2800 шт	3000 шт	3200 шт
Можливі річні обсяги випуску в натуральних показниках	6 шт	10 шт	14 шт	20 шт	25 шт
Ціна одиниці продукції (грн/шт)	500000	500000	500000	500000	500000
Річні обсяги випуску в вартісних показниках (тис. грн.)	3000	5000	7000	10000	12500

Таблиця 5.10 – Розрахунок загальних початкових інвестиційних витрат

Назва етапу	Строки виконання	Обсяги фінансування, тис. грн.
1	2	3
Проведення досліджень	1 місяці	25
Придбання устаткування	2 місяці	200

Продовження табл. 5.10

1	2	3
Організація діяльності та запуск проєкту	6 місяців	200
Витрати на управління	1 місяць	50
Інші витрати	-	30
Разом	12 місяців	505

Таблиця 5.11 – Розрахунок виробничих витрат

Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
	2019	2020	2021	2022	2023
1	2	3	4	5	6
1 Загальногосподарські витрати	206	218	250	282	254
1.1 витрати на оренду та утримання приміщень, обладнання	120	125	150	175	200
1.2 комунальні витрати	36	38	40	42	44
1.3 витрати на збут, просування та рекламу	50	55	60	65	70
1	2	3	4	5	6
2 Витрати на матеріальні ресурси (комплектуючі)	1500	2500	3500	5000	6250
3 Витрати на оплату праці	200	250	300	350	400
4 Інші витрати (якщо є)	120	120	120	120	120
Разом	2026	3088	4170	5752	7084

Таблиця 5.12 – Розрахунок загальних витрат на реалізацію стартап-проєкту за роками

Показник	Значення по роках					Разом
	2019	2020	2021	2022	2023	
Інвестиційні витрати	505	-	-	-	-	505
Виробничі витрати	2026	3088	4170	5752	7084	22120
Обсяг загальних витрат, в тому числі за рахунок	2531	3088	4170	5752	7084	22625
– власних коштів	-	3088	4170	5752	7084	20094
– коштів інвестора	2531	-	-	-	-	2531

5.8 План робіт та партнери стартап-проєкту

План поставлених робіт, а також партнери, що будуть залучені до стартап-проєкту, наведено в табл. 5.13.

Таблиця 5.13 – План робіт та партнери стартап-проєкту

Бізнес-процес проєкту	Термін виконання	Виконавець, співвиконавці	Результат
1	2	3	4
Розробка та конструювання продукції	1 місяців	Спільні підприємства для запуску проєктів	Розроблений вид продукції
Технологічна підготовка виробництва		Спільні підприємства для запуску проєктів	Підготовлене виробництво
Дослідження розвитку ринку	1 місяці	Спільні підприємства для запуску проєктів	Результати ринкових досліджень
Організація маркетингу і продажів	1 місяці	Співробітництво між неконкуруючі компаніями	Рекламна кампанія, угоди зі споживачами
Планування і управління виробництвом	1 місяць	Спроектований комплекс виробництва обладнання	Налагодження виробництва обладнання
Виробництво продукції	1 місяць	Спроектований комплекс виробництва обладнання	Стабільність процесу виготовлення обладнання
Післяпродажне обслуговування	1 місяць	Відносини виробника зі споживачами	Узгодження умов обслуговування зі споживачами
Повернення продукції	1 місяць	Відносини виробника зі споживачами	Узгодження умов якості роботи обладнання

5.9 Грошовий потік та економічна оцінка стартап-проєкту

1 Визначення крапки беззбитковості проєкту

Крапка беззбитковості відображає обсяг виробництва інноваційної продукції, при досягненні якого виручка від реалізації покриває сумарні витрати на її виробництво. Розрахунок точки беззбитковості проводиться за формулою:

$$T = \frac{C}{P - V}, \quad (5.1)$$

де C – постійні витрати на весь обсяг продукції (ті, які не залежать від обсягу виробництва продукції – загальногосподарські витрати та витрати на оплату праці, визначені в табл. 5.11);

P – ціна одиниці продукції;

V – змінні витрати на одиницю продукції (ті, які пропорційно залежать від обсягу виробництва продукції – витрати на матеріальні ресурси, визначені в табл. 5.11).

Результати визначення крапки беззбитковості проєкту зведено в табл. 5.14.

Таблиця 5.14 – Визначення крапки беззбитковості проєкту

Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
	2019	2020	2021	2022	2023
1	2	3	4	5	6
Загальногосподарські витрати	206	218	250	282	254
Витрати на оплату праці	200	250	300	350	400
Постійні витрати на весь обсяг продукції (С)	406	468	550	632	654
Ціна одиниці продукції (Р), грн/кг	500	500	500	500	500
Витрати на матеріальні ресурси (комплектуючі)	1500	2500	3500	5000	6250
Можливі річні обсяги випуску в натуральних показниках, шт	6 шт	10 шт	14 шт	20 шт	25 шт
Змінні витрати на одиницю продукції (V), грн/шт	250	250	250	250	250
Крапка беззбитковості, шт	1,625	1,875	2,2	2,528	2,616

Як можна побачити, рівень беззбитковості за стартап-проєктом може бути досягнений у перший же рік введення проєкту в дію.

2 Формування грошового потоку від реалізації проєкту

Чистий дисконтований дохід (NPV, Net Present Value) – це різниця між надходженнями за весь період інноваційного проєкту та інвестиціями в проєкт. Результати розрахунку акумульованого грошового потоку наведено в табл. 5.15.

Таблиця 5.15 – Формування грошового потоку від реалізації проєкту

Показник	Значення по роках					Разом
	2019	2020	2021	2022	2023	
Надходження від проєкту (виручка від реалізації продукції, послуг – див. 2 п. 5.7) (D)	3000	5000	7000	10000	12500	34800
Загальні витрати (див. 5 п. 5.7) (I), в тому числі	2531	3088	4170	5752	7084	22625
Грошовий потік ($3 = 1 - 2$) (CF)	469	1912	2830	4248	5416	12963
Акумульований грошовий потік (ACF)	-2062	-150	2680	6928	12344	-

$NPV = 81121 > 0$ протягом розрахункового періоду – це означає, що інноваційний стартап-проєкт доцільно прийняти.

3 Розрахунок індексу рентабельності інвестицій в стартап-проєкт (ROI)

ROI (Return On Investment) характеризує рівень грошового потоку, що припадає на одиницю інноваційних витрат і обчислюється за формулою (інвестиція здійснюється одноразово):

$$ROI = \sum_T D_t / I, \quad (5.2)$$

де D_t – надходження у відповідному періоді;

I – разова інвестиція.

Таким чином, індекс рентабельності інвестицій в стартап-проект становить

$$ROI = \frac{34800}{2531} = 13,75.$$

$ROI = 13,75 > 1$ – це означає, що інноваційний проект доцільно прийняти. Чим більшим є значення цього показника, тим вищою є віддача кожної грошової одиниці, інвестованої в інноваційний проект. Критерій ROI використовують при виборі певного проекту із декількох альтернативних, у яких NPV приблизно однакові.

4 Період окупності інвестицій ($T_{ок}$)

Це розрахунковий термін від початку реалізації проекту, починаючи з якої акумульований грошовий потік (ACF) приймає стійке позитивне значення. Іншими словами, це період, починаючи з якого первинні вкладення та інші витрати, пов'язані з інвестиційним проектом, покриваються сумарними результатами його здійснення.

Термін окупності розраховується за формулою:

$$T_{ок} = t + \frac{|ACF_{t-}|}{|ACF_{t-}| + |ACF_{t+}|}, \quad (5.3)$$

де t – останній період реалізації проекту, за якого акумульований грошовий потік (різниця накопиченого доходу і витрат) приймає від'ємне значення (ACF – див. рядок 4 в табл. 5.15) – у формулі зазначається порядковий номер періоду від початку фінансування);

ACF_{t-} – це остання від'ємна різниця накопиченого доходу та витрат (грн.);

ACF_{t+} – це перша позитивна різниця накопиченого доходу та витрат (грн.).

$$T_{ок} = 2 + \frac{150}{150 + 2680} = 2,053.$$

Отже, визначено, що період окупності інвестицій складає 2,053 років.

5.10 Висновки до розділу 5

За розглянутими пунктами можна побачити, що даний стартап-проект є прибутковим, а найголовніше, – ефективним рішенням питання збереження екології в Україні та забезпечення зменшення витрат споживача порівняно з центральним тепlopостачанням. Крім цього реалізація даного проекту може покласти початок масовості використання теплових насосів у промисловості України. Для реалізації проекту необхідно інвестувати 2531 тис. грн. Період окупності інвестиційних відрахувань складає всього 2,053 років, індекс рентабельності інвестицій в проект за 5 років становить 13,75 одиниці, а рівень беззбитковості за проектом може бути досягнений у перший же рік введення проекту в дію. Дана система є інноваційною для нашої країни, і її впровадження дозволить покращити екологічну ситуацію, що пов'язана із викидами в атмосферу шкідливих речовин спалювання газу. Розвиток даного проекту дозволить в подальшому знизити витрати палива на традиційні теплогенеруючі установки, оскільки теплота вентиляційних викидів та використання ТН може покрити частково чи повністю забезпечити тепlopостачання.

ВИСНОВКИ

У магістерській дисертації були розглянуті шляхи підвищення ефективності систем тепlopостачання на базі повітряних теплових насосів з різними засобами утилізації теплоти вентиляційних викидів. У результаті було розроблено теплонасосну схему з рекуператором теплоти та з частковою рециркуляцією (розміщенням камери змішування перед конденсатором ТН) проведено аналітичний та термодинамічний аналіз.

Актуальність даної роботи полягає в тому, що вона пропонує реальні способи реалізації тепlopостачання з використанням технологій теплових насосів в кліматичних і соціальних умовах України. Утилізація додаткової низькопотенційної теплоти, в даному випадку вентиляційних викидів, дозволяє знизити затрати зовнішньої енергії з боку теплового насоса і, як наслідок, зменшити термін окупності системи тепlopостачання в цілому.

Вивчення способів підвищення ефективності систем теплових насосів і зниження вартості теплової енергії, виробленої ними, є одним із способів, який давно вибирають всі розвинені країни світу.

Проведено аналіз сучасного стану систем тепlopостачання на основі повітряних теплових насосів і шляхів підвищення їх енергоефективності. Вибір повітряних теплових насосів в якості основного джерела теплової енергії виправдовується загальною доступністю повітря, як джерела низькопотенційного тепла, а також низькими інвестиціями в проектування та реалізації даних систем тепlopостачання та вентиляції. На підставі наведених у роботі прикладів можна відзначити, що технологія теплового насоса для вироблення теплоти, завдяки високій енергоефективності, дозволяє не тільки знизити використання дорогих традиційних видів палива, але і значно знизити забруднення навколишнього середовища і вирішити поточні соціальні проблеми.

Для обґрунтування теоретичної ефективності використання систем повітряного теплового насоса тепlopостачання були проведені термодинамічні порівняльні аналізи, а також виконано розрахунок тепlopостачання реального об'єкта з використанням розробленої теплонасосної схеми. На підставі отриманих результатів були зроблені наступні висновки:

- 1 Для поточної економічної ситуації в Україні технології повітряних теплових насосів більш економічні, ніж використання централізованого постачання незважаючи на існуючі ускладнення їх застосування при низьких розрахункових температурах, характерні для клімату нашої країни.
- 2 Використання більш складних повітряних теплонасосних систем з різними засобами утилізації теплоти вентиляційних викидів призводить до підвищення ефективності роботи системи та надає нам змогу зменшити капіталовкладення (напри-

клад, необхідність земельної ділянки та додаткові витрати на встановлення грантового теплового насосу). Вибір можливого комбінування складних систем залежить від призначення і місця розташування об'єкта теплопостачання.

- 3 Теплонасосно-рекуператорна схема опалення та вентиляції з рециркуляцією відпрацьованого повітря має максимальний енергетичний ефект при розміщенні камери змішування відпрацьованого і свіжого повітря перед конденсатором теплового насоса. Таке розташування змішувальної камери було прийнято на підставі аналізу робіт літературних джерел. В ході роботи було визначено вплив характеристик об'єкта теплопостачання та характеристик зовнішнього середовища.
- 4 Встановлено, що розглянута теплонасосно-рекуператорна схема теплопостачання порівняно з централізованим надає нам змогу більш гнучко використовувати систему опалення та вентиляції, забезпечує нам можливість швидкого нагрівання приміщення взимку та кондиціювання влітку. При порівнянні теплонасосної системи та централізованої, використавши першу ми будемо мати економію коштів в місяць в розмірі 39624 грн. Згідно з аналізом кліматологічних даних для м. Чернігова виявлено, що теплопостачання спортивного залу можливо здійснювати за допомогою лише одного теплового насоса та декількох резервних повітряних електронагрівачів.
- 5 За результатами моделювання роботи системи повітряного опалення та вентиляції спортивного залу було виявлено, що використання теплонасосної схеми та вентиляторів забезпечить комфортну температуру в приміщенні при не дуже низьких температурах навколишнього повітря. Для отримання комфортних температурних режимів приміщення при низьких значеннях температури зовнішнього повітря буде використано резервні повітряні електронагрівачі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Дані з Інтернет ресурсу: https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/995_044.
- 2 Ефимов Н.Н. Перспективы использования тепловых насосов в энергообеспечении-промышленных и коммунальных предприятий / Н.Н. Ефимов, П.А. Малышев //Теплоэнергетика.– 2009. – №11. – С. 30-33.
- 3 Sharmaa V.M., Reports at the 12th IEA Heat Pump Conference/ V. M. Sharmaa, B.-J. Shena, C.F. Keinathb // Rotterdam – 2017– pp. 29-80.
- 4 Kiyoshi S.-B., Reports at the 12th IEA Heat Pump Conference / S.-B. Kiyoshi // Rotterdam – 2017– pp. 10-29.
- 5 Дані з Інтернет ресурсу <https://www.atmosfera.ua/uk/teplovi-nasosi/sferi-zastosuvannya-teplovix-nasosiv/>.
- 6 Дані з Інтернет ресурсу: <https://leacond.com.ua/novini-i-publikatsii/novini-industrii/oglyad-vropeyskogo-rinku-teplovikh-nasosiv-tipu-povitrya-voda.html>.
- 7 Дані з Інтернет ресурсу: <https://www.heatpump.com.ua/novini-i-publikatsii/novini-industrii/>.
- 8 Дані з Інтернет ресурсу: <https://104.ua/ua/>
- 9 Огаренко Ю.М. Проблеми вугільної промисловості України та викиди парникових газів від видобутку й споживання вугілля / Ю.М. Огаренко // Національний екологічний центр України – 2010 – 60 с.
- 10 Дані з Інтернет ресурсу: https://zaxid.net/naybilshe_lisiv_v_ukrayini_virubuyut_ne_v_karpatah_a_na_polissi_n1493757.
- 11 Дані з Інтернет ресурсу: <https://www.kmu.gov.ua/diyalnist/reformi/ekonomichne-zrostannya/reforma-energetichnogo-sektoru>.
- 12 Шубенко В.О. Використання низькотемпературних джерел енергії та їх перетворювачів / В.О. Шубенко, С.М. Кухарець // Житомир: «ЖНАУ» –2014 – 240-261 с.
- 13 Атлас енергетичного потенціалу відновлюваних і нетрадиційних джерел енергії України / НАН України, Інститут відновлюваної енергетики, Держ. ком. України з енергозбереження –К., 2005.– 45 с.
- 14 Горнов В. В. К вопросу применения воздушных теплонасосных систем в Украине /

В. В. Горнов // Тепловые насосы. – 2015. – №3. – С. 30-34.

15 Дані з Інтернет ресурсу: <https://hitachi-ukraine.com.ua/uk/pochemu-vygodno-ispolzovat-teplovo-2.html>.

16 Дані з Інтернет ресурсу: <https://patriot-nrg.com/uk/content/perspektyvnist-zastosuvannya-povitryanyh-teplovyh-nasosiv-spilno-z-tradyciynymy-systemamy>.

17. Дані з Інтернет ресурсу: <http://www.unhpa.com.ua/>

18 Внедрение теплонасосных установок /Ю. М. Мацевитий, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда //Экотехнологии и ресурсосбережение. – 2008. – № 3. – С. 4–10.

19 Безродний М.К. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря / М.К. Безродний, М.А. Галан // «Енергетика: економіка, технології, екологія» КПІ – 2012. – № 1. – С.15-25.

20 Гершкович В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / В. Ф. Гершкович. – К.: Украинская Академия Архитектуры ЧП “Энергоминимум”, 2009. – 60 с.

21 Суслов А.Р Воздушные тепловые насосы: возможности и ошибки маркетинга/ А.Р. Суслов // Акватерм. – 2010. - № 4. – С.22 – 24.

22 Жуков Е.О Тепловые насосы – «умножители тепла» / Е.О. Жуков // Акватерм. – 2010. - № 6. – С. 10 – 12.

23 Hadorn J.-C., Solar and Heat Pump Systems for Residential Buildings / J.-C. Hadorn// London: Ernst & Young, –2015. –274 p.

24 Безродний М.К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: Підручник / М.К. Безродний, Н.О. Припула. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – 272 с.

25 Теплотехніка: Підручник / Б.Х. Драганов, А.А. Долінський, А.В. Міщенко та ін. за ред. Б.Х. Драганова - Київ: «ІНКОС». - 2005. - 504 с.

26 Хайнрих Г. Теплонасосные установки для отопления и горячего водоснабжения / Г. Хайнрих, Х. Найорк, В. Нестлер: Пер. с нем. - М.: Стройиздат, 1985. - 351 с

27 Горшков В.Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор / В.Г. Горшков // Справочник промышленного оборудования. -2004. - №2. - С. 47-80.

28 Безродний М.К. Термодинамічна ефективність теплонасосних систем повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря / М.К. Безродний, Н.О. Притула, І.Ю Опанасюк // «Наукові вісті» КПІ – 2019. – № 3. – С.7-15.

29 Безродний М.К. Комбінована теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря / М.К. Безродний, Н.О. Притула, І.Ю Опанасюк // «Енергетика: економіка, технології, екологія» КПІ – 2019. – № 3. – С.65-73.

30 Дані з Інтернет ресурсу: <http://repository.ldufk.edu.ua/bitstream/34606048/4473/1/>.

31 Боженко М.Ф. Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: Навч. посіб. / М.Ф.Боженко, В.П.Сало. – Київ: ІВЦ „Видавництво„Політехніка”, 2004. – 192 с.

32 Джерела теплопостачання та споживачі теплоти: практикум для студентів напряму підготовки “Теплоенергетика” [Електронний ресурс] / Автори М.Ф. Боженко, Ю.В.Шовкалюк. – Київ : НТУУ «КПІ», ТЕФ, 2016. - 130 с.

33 Дані з Інтернет ресурсу: <https://chernigivoblenergo.com.ua/?q=tarify>.

34 Дані з Інтернет ресурсу: <http://www.chernigiv-rada.gov.ua/misto/komunal-gospodar/737>.

35 Офіційний веб-сайт підприємства: <http://www.mitsubishielectric.com.ua/>.

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан теплоенергетичного
факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського
_____ Євген ПИСЬМЕННИЙ
«___» _____ 20__ р.

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор
ТОВ «ІЦ АЛМІС»
_____ Михайло СІЛЬЧЕНКО
«___» _____ 20__ р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на науково-дослідну роботу

«Ефективність теплонасосних систем повітряного опалення і вентиляції з різними засобами
утилізації _____ вентиляційних _____ вики-
дів» _____

1. Термін виконання роботи

Початок – 01.09. 2019 р.

Закінчення – 16.05. 2020 р.

2. Обґрунтування для виконання роботи

Аналіз термодинамічної ефективності повітряної теплонасосної системи теплопостачання з різними засобами утилізації теплоти вентиляційного повітря : рекуператор те-плоти, рециркуляція вентиляційного повітря

3. Мета роботи

Проаналізувати сучасний стан систем теплопостачання на базі теплових насосів та шляхи підвищення їх енергоефективності; оцінити ефективність повітряних теплонасосних схем з різними засобами утилізації теплоти вентиляційних викидів.

4. Зміст основних етапів виконання роботи

Отримання завдання. Літературний огляд. Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосних схем теплопостачання з різними джерелами теплоти. Порівняльний аналіз режимів роботи схеми. Порівняння базової схеми із найбільш ефективною. Дослідження розподілу повітря в приміщенні об'єкта з однією з комбінованих теплонасосних схем. Оформлення та подання дисертації

5. Матеріали, що подаються після закінчення роботи

5.1. Магістерська дисертація.

5.2. Презентація.

5.3. Довідка про впровадження результатів.

6. Порядок розгляду і приймання роботи

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», спеціалізацією «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження».

Керівник роботи

_____ проф., д.т.н., Михайло БЕЗРОДНИЙ
(підпис) (посада, ініціали, прізвище)
«___» _____ 20__ р.

«___» _____ 20__ р.

Виконавець

Студентка гр. ТП-81мн,
ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського
_____ Ірина ОПАНАСЮК
(підпис) (ініціали, прізвище)

ДОДАТОК Б

ЗАТВЕРДЖУЮ

Генеральний директор
ТОВ «ІЦ АЛМІС»
Михайло СІЛЬЧЕНКО

«___» _____ 20__ р.

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Результатів магістерської дисертації студентки другого (магістерського)
рівня вищої освіти ТЕФ, НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського»

Опанасюк Ірини Юріївни

Результати магістерської дисертації студента НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського» Опанасюк І.Ю. за темою: **«Ефективність теплонасосних систем повітряного опалення і вентиляції з різними засобами утилізації вентиляційних викидів»** повністю відповідають Технічному завданню та використані для розробки, підготовки необхідної документації та техніко-економічних розрахунків системи теплопостачання та вентиляції приміщень з використанням ТН з метою підвищення енергоефективності теплонасосної системи з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря.

Генеральний інженер проекту
Сільченко М.Л.

«___» _____ 20__ р.

ДОДАТОК В

Ф.№3.3

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Опанасюк Ірини Юрїни

№ п/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1	Каскадні цикли холодильних установок	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 25-28 квітня 2017 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – Т. 1. – С. 169	1 стор.	Соломаха А.С.
2	Перспективи використання біопалива в Україні	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. – С. 216	1 стор.	Соломаха А.С.
3	Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря	На правах рукопису	Робота на XVII Всеукраїнський конкурс «Молодь – енергетиці України – 2018: відкритий конкурс молодих вчених та енергетиків»	24 стор	Безродний М.К. Притула Н.О. .

1	2	3	4	5	6
4	Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря	Друк	Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Наукові вісті № 3 – 2019	15 стор.	Безродний М.К. Притула Н.О.
5	Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого повітря	Електронне видання	XV Міжнародну науково-технічну конференцію «Енергетична і теплотехнічні проблеми і обладнання» 25-26 квітня 2019 року в НТУ «ХП».,	2 стор.	Безродний М.К. Притула Н.О.
6	Теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з Рекуператором теплоти та рециркуляцією відпрацьованого Повітря	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 23–26 квітня 2019 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. – С.260	1 стор.	Безродний М.К. Притула Н.О.
7	Комбінована теплонасосна система повітряного опалення та вентиляції з рекуператором теплоти та частковою рециркуляцією відпрацьованого повітря	Друк	Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Енергетика економіка, технології, екологія науковий журнал № 3– 2019– С.65-73	9 стор.	Безродний М.К. Притула Н.О.

Автор

Ірина ОПАНАСЮК
(ініціали, прізвище)

ДОДАТОК Г



Власник документу:
Гавриш Андрій Сергійович

ID перевірки:
1002672212

Дата перевірки:
04.05.2020 12:29:32 EEST

Тип перевірки:
Doc vs Internet + Library

Дата звіту:
04.05.2020 12:30:01 EEST

ID користувача:
77138

Назва документу: Opanasyuk_Iryna_magistr

ID файлу: 1002685949 Кількість сторінок: 29 Кількість слів: 5389 Кількість символів: 41257 Розмір файлу: 1.64 MB

2.76% Схожість

Найбільша схожість: 1.47% з джерело бібліотеки. ID файлу: 1002558714

0.96% Схожість з Інтернет джерелами

3

Page 31

1.8% Текстові збіги по Бібліотеці акаунту

4

Page 31

0% Цитат

Не знайдено жодних цитат

0% Вилучень

Вилучений текст відсутній

Підміна символів

Не знайдено замієних символів